



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Über den Papierlauf in Rollen-Rotationsmaschinen und die Optimierung der Rollenwechsellvorrichtungen

Muth, Engelbert

(1965)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00013553>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Book

Division: 16 Department of Mechanical Engineering
16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/13553>

Über den Papierlauf in Rollen- Rotationsdruckmaschinen und die Optimierung der Rollenwechsellvorrichtungen

Von Fakultät für Maschinenbau
an der Technischen Hochschule Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte
D i s s e r t a t i o n

von
Dipl.-Ing. Engelbert Muth
aus
Würzburg

Berichterstatter: Professor Dr. Wolfram Eschenbach
Mitberichterstatter: Professor Dr.-Ing. Herbert W. Müller
Tag der Einreichung: 14.1.1965
Tag der mündlichen Prüfung: 5.7.1965

Herrn Professor Dr. Wolfram E s c h e n b a c h, Inhaber des Lehrstuhls und Leiter des Institutes für Druckmaschinen und Druckverfahren an der Technischen Hochschule Darmstadt, mit dem ich seit vielen Jahren über die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e.V. und als Leiter der Entwicklungsabteilung von Koenig & Bauer in engem Kontakt stehe, möchte ich herzlich danken für die Anregung dieser Arbeit und für ihre Förderung durch sein stetes Interesse.

Mein Dank gilt weiterhin der Geschäftsleitung der Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G., Würzburg, insbesondere Herrn Dr.-Ing. Hans-Bernhard B o l z a - S c h ü n e m a n n, für die gewährte großzügige Unterstützung, die mir den Bau der verschiedenen Versuchsausführungen und Prototypen von Rollenwechselvorrichtungen und Zusatzaggregaten sowie deren Erprobung ermöglichte.

Herzlich gedankt sei auch allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Firma Koenig & Bauer, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, vor allem Herrn Georg L i n d n e r für die sorgfältige Ausführung der Skizzen und Diagramme.

INHALTSÜBERSICHT

Einleitung

1. 1. Bedeutung der Drucktechnik und des deutschen Druckmaschinenbaues
1. 2. Aufbau der Rollen-Rotationsdruckmaschinen
1. 3. Entwicklungstendenzen im Rollen-Rotationsdruck

Die Papierbahnspannung

2. 1. Einige theoretische Aussagen über die Papierspannung
2. 2. Ergebnisse von Untersuchungen über die Spannungsverteilung und die Größe der Spannungen im laufenden Papierstrang

Die Papierrollenlagerung

3. 1. Veröffentlichungen zur Theorie der Papierrollenabwicklung
3. 2. Die wichtigsten Aussagen über die Zusammenhänge beim Abwickeln einer Papierrolle
 3. 2. 1. Länge der in einer Papierrolle gespeicherten Bahn
 3. 2. 2. Bahnlänge und Ablaufzeit der Rolle
 3. 2. 3. Drehmoment, Drehzahl und Ablaufzeit
 3. 2. 4. Drehmoment, Rollenradius und Rollendrehzahl
 3. 2. 5. Abwickeln mit am Umfang der Rolle wirkenden Bremsbändern
 3. 2. 6. Erzeugung der Bahnspannung bei umlaufendem Gurt
 3. 2. 7. Dehnungsschlupf und Übersetzung beim Riementrieb
 3. 2. 8. Zusatzkräfte an der Papierrolle beim Anfahren und Abbremsen der Maschine
3. 3. Die Pendelwalze
3. 4. Systeme des Papierrollentriebes und Beschreibung einiger Ausführungsbeispiele mit Umfangsbremse der Rolle
 3. 4. 1. Bremsung mit Bremsband
 3. 4. 2. Bremsung mit umlaufendem Gurt
 3. 4. 3. Bremsung mit geschwindigkeitsgeregeltem Gurt

Selbsttätige Papierrollenwechselvorrichtungen

4. 1. Ablauf eines selbsttätigen Papierrollenwechsels
4. 2. Über die Bedingungen für den selbsttätigen Rollenwechsel
 4. 2. 1. Ankleben bei maximaler Produktionsgeschwindigkeit der Maschine
 4. 2. 2. Konstanthalten der Papierspannung während des Klebevorganges
 4. 2. 3. Kontinuierliche Klebefolge und minimaler Rollenrest
 4. 2. 4. Kurzes Schnittende nach der Klebestelle
 4. 2. 5. Sonstige Forderungen
4. 3. Merkmale einiger bekannter Rollenwechselvorrichtungen

- 4. 3. 1. Startautomatik
- 4. 3. 2. Beschleunigen und Synchronisieren der Ersatzrolle
- 4. 3. 3. Die Papierspannung während des Rollenwechsellvorganges
- 4. 3. 4. Steuerung der Aufeinanderfolge von Klebebürste und Trennmesser

5. Neue Lösungsvorschläge für die Rollenabwicklung und den selbsttätigen Papierrollenwechsel

- 5. 1. Konstanthalten der Papierspannung während des Rollenablaufes
- 5. 2. Konstanthalten der Papierspannung beim selbsttätigen Rollenwechsel
- 5. 3. Selbsttätiges Einleiten des Rollenwechsellvorganges
 - 5. 3. 1. Aufstellen der Grundgleichungen
 - 5. 3. 2. Startautomatik mit Impulsgabe bei konstanter Drehzahldifferenz
 - 5. 3. 3. Startautomatik mit entsprechend der Maschinengeschwindigkeit veränderlicher Tasterlage
 - 5. 3. 4. Vergleich der beiden neuen Startvorrichtungen mit den bisher bekannt gewordenen Systemen
- 5. 4. Beschleunigen der Ersatz-Papierrolle
- 5. 5. Sonstige Maßnahmen an der Papierrollenlagerung
 - 5. 5. 1. Klebewalze
 - 5. 5. 2. Zusatzklebevorrichtung
 - 5. 5. 3. Anzeige des Rollendurchmessers

6. Einwirkungen auf die Papierbahn bei ihrem Lauf durch die Rotationsdruckmaschine

7. Zusammenfassung

8. Anhang

- 8. 1. Literaturverzeichnis
- 8. 2. Lebenslauf
- 8. 3. Zahlentafeln

Festlegung der Bezeichnungen

Nachfolgend bedeuten:

- B = Breite der Papierbahn [cm]
- d_0 = Durchmesser der Papierrolle zu Beginn der Abwicklung [mm]
- d_1 = Durchmesser der Papierrolle beim Auslösen des Anklebevorgangs [mm]
- d_2 = Durchmesser der Papierrolle am Ende des Anklebevorgangs [mm]
- d_3 = Kern- bzw. Hülsendurchmesser der Papierrolle [mm]
- d_{ab} = Durchmesser einer Abtriebsriemenscheibe [mm]
- d_{an} = Durchmesser einer Antriebsriemenscheibe [mm]
- d_R = Augenblicksdurchmesser der Papierrolle [mm]
- D_F = Durchmesser des Formzylinders der Maschine [mm]
- F_Z = Kolbenfläche des Druckluftzylinders an der Pendelwalze [cm²]
- G_W = Eigengewicht der Pendelwalze [kp]
- h_1 = Länge des Pendelwalzenarmes [mm]
- h_2 = Länge des Hebelarmes am pneumatischen Belastungssystem der Pendelwalze [mm]
- L_{12} = Länge eines Teilstückes einer Papierbahn im gedehnten Zustand [m]
- L_x = Länge eines Teilstückes einer Papierbahn im spannungslosen Zustand [m]
- L_0 = Länge der Papierbahn der Rolle zu Beginn der Abwicklung [m]
- L_1 = Länge der während des Anklebevorgangs abgewickelten Papierbahn [m]
- M_d = Dreh- bzw. Bremsmoment der Papierrolle [kpcm]
- n_0 = Drehzahl der Papierrolle beim Rollendurchmesser d_0 [min⁻¹]
- n_1 = Drehzahl der Papierrolle beim Auslösen des Anklebevorgangs [min⁻¹]
- n_2 = Drehzahl der Papierrolle am Ende des Anklebevorgangs [min⁻¹]
- n_3 = Drehzahl der Papierrolle beim Rollendurchmesser d_3 [min⁻¹]
- n_{ab} = Drehzahl einer Abtriebsriemenscheibe [min⁻¹]
- n_{an} = Drehzahl einer Antriebsriemenscheibe [min⁻¹]
- n_F = Drehzahl des Formzylinders [min⁻¹]
- n_R = Augenblicksdrehzahl der Papierrolle [min⁻¹]
- p = Papierspannung [kp/cm]
- p_Z = Druck im Belastungszyylinder der Pendelwalze [kp/cm²]
- P = Papierzug [kp]
- r_0 = Radius der Papierrolle zu Beginn der Abwicklung [mm]
- r_1 = Radius der Papierrolle beim Auslösen des Anklebevorgangs [mm]
- r_2 = Radius der Papierrolle am Ende des Anklebevorgangs [mm]
- r_3 = Kernradius der Papierrolle bzw. Außenradius der Hülse [mm]
- r_R = Augenblicksradius der Papierrolle [mm]
- s = Stärke der Papierbahn [mm]
- s_G = Dicke des Flachriemens [mm]

- S_1 = Spannkraft im Gurt [kp]
 S_2 = Spannkraft im Gurt [kp]
 S_n = Übertragbare Umfangskraft bzw. Nutzkraft des Riementriebes [kp]
 t_0 = Abwickelzeit für die Papierrolle vom Durchmesser d_0 [sec]
 t_1 = Zeit für den Ablauf des Anklebevorgangs [sec]
 U_1 = Umfang der Papierrolle beim Auslösen des Anklebevorgangs [mm]
 U_m = Mittlerer Umfang der Papierrolle [mm]
 U_{m1} = Mittlerer Umfang des beim Anklebevorgang abgewickelten Teiles der Papierrolle [mm]
 U_F = Umfang des Formzylinders der Maschine [mm]
 v = Geschwindigkeit der Papierbahn [m/sec]
 v_1 = Geschwindigkeit des Flachriemens im Arbeitstrum [m/sec]
 v_2 = Geschwindigkeit des Flachriemens im Leertrum [m/sec]
 v_R = Umfangsgeschwindigkeit der Papierrolle [m/sec]
 v_Z = Umfangsgeschwindigkeit einer Zugvorrichtung [m/sec]
 w_1 = Teillänge eines Riementriebs [mm]
 w_2 = Teillänge eines Riementriebs [mm]
 W_0 = Anzahl der Windungen der Papierrolle vom Durchmesser d_0
 W_1 = Anzahl der Windungen, die beim Anklebevorgang abgewickelt werden
 α = Umschlingungsbogen des Riemens an der Papierrolle
 α° = Umschlingungswinkel des Riemens an der Papierrolle [°]
 β° = Winkel in einem Riemenzug [°]
 γ° = Winkel in einem Riemenzug [°]
 γ_P = Spezifisches Gewicht von Papier [kp/cm³]
 ε = Papierdehnung
 μ = Reibungszahl zwischen Riemen und Papier
 σ_1 = Spannung im Arbeitstrum eines Riementriebs [kp/cm²]
 σ_2 = Spannung im Leertrum eines Riementriebs [kp/cm²]
 ψ = Dehnungsschlupfverlust

1. Einleitung

Die an der Schwelle der Neuzeit stehende Erfindung des Johannes Gensfleisch zum Gutenberg, Dauermatrizen von Einzelbuchstaben zu schaffen, ist, in Verbindung mit der Konstruktion seiner Holz-Handpresse, eine der größten in der Menschheitsgeschichte¹⁾. Es dauerte aber fast 300 Jahre, bis der Nachteil der in ihrer Leistung begrenzten Gutenberg'schen Holz-Handpresse überwunden wurde. Im Jahre 1812 übergab Johann Friedrich Koenig die von ihm erfundene Druckmaschine neuer Art, genannt „Schnellpresse“, in London der Öffentlichkeit²⁾. Von da an rückte das gedruckte Wort in den Mittelpunkt des gesamten kulturellen, wissenschaftlichen, politischen und privaten Lebens.

Die ersten Druckmaschinen, die von einer „endlosen“ Papierrolle arbeiteten, wurden 1860 von Bullock in Philadelphia und 1866 von Walter in England gebaut³⁾.

Ebenfalls im Jahre 1860 nimmt der Verleger Auguste Godchaux ein französisches Patent auf eine Tiefdruck-Rollenrotationsmaschine mit zwei Druckwerken für Schön- und Widerdruck⁴⁾. Den ersten kommerziellen Tiefdruck in Deutschland dürfte wohl der Österreicher Theodor Reich auf einer kleinen, von John Wood gebauten Rotationsmaschine hergestellt haben⁴⁾. Den ersten Rastertiefdruck in einer Tageszeitung lieferte Dr. Mertens 1910 in der Osternummer der Freiburger Zeitung.

1.1. Bedeutung der Drucktechnik und des deutschen Druckmaschinenbaues

Heute gibt es eine Reihe von Tageszeitungen mit Auflagen über 4 Millionen Exemplaren. Die Totalauflage der rund 30 000 Tageszeitungen der Erde betrug 1960 ca. 250 Millionen Exemplare⁵⁾. 1960/61 erschienen allein in der Bundesrepublik Deutschland rund 2800 Zeitschriften mit einer Gesamtauflage von knapp 50 Millionen Exemplaren monatlich, etwas mehr als 580 Blätter, die eine Auflage von beinahe 40 Millionen auf sich vereinigten, kamen wöchentlich heraus⁶⁾. Daneben belief sich die Gesamtproduktion an den verschiedensten wohlfeilen Taschenbüchern auf ca. 20 Millionen Bände. Das bedeutet nach vorsichtigen Schätzungen einen Absatz von mehr als 1,5 Millionen Exemplaren pro Monat, das sind ungefähr 50 000 Stück täglich⁷⁾. Es sei ferner an die vielfältige Form der Werbung mit farbigen Inseraten, Prospekten, Plakaten und Katalogen erinnert. Eine noch nicht abzusehende Ausweitung erfährt augenblicklich der Druck von Verpackungen.

Noch nie war der Bedarf an Druck- und Papiermaschinen in aller Welt so groß wie heute. Bei der Bedarfsdeckung spielt die deutsche Druck- und Papiermaschinenindustrie eine überragende Rolle⁸⁾. Mit einer Maschinenproduktion im Werte von 1535 Millionen DM im Jahre 1964 steht sie unter den Exportländern der Welt an erster Stelle bei einer Exportquote von 71%.

1.2. Aufbau der Rollen-Rotationsdruckmaschinen

Als Rollen-Rotationsmaschine bezeichnet man eine Druckmaschine, in der eine endlose Papierbahn meist in mehreren, hintereinander angeordneten Druckein-

heiten zwischen zwei rotierenden Zylindern hindurchgeführt und dabei bedruckt und im anschließenden Schneid- und Falzwerk auf das gewünschte Endformat gebracht oder im sogenannten Querschneider als Planobogen ausgelegt wird.

Nach dem äußeren Aufbau unterscheidet man Rollen-Rotationsmaschinen in Unterbau-, Zwischendeck- und Parterreausführung. Bei den Unterbaumaschinen (Abb. 1) ruhen die Druck- und Falzwerke mit ihren gegossenen oder geschweißten Längs-

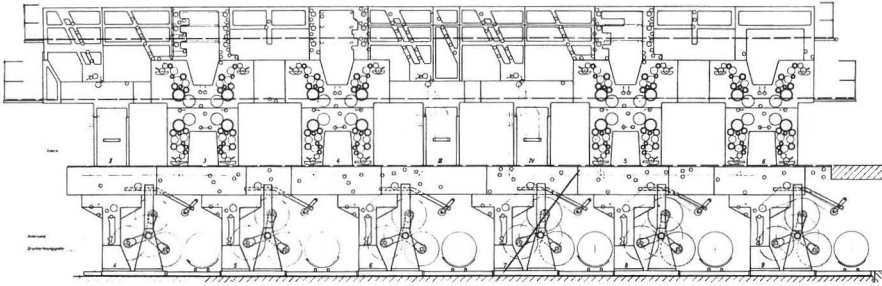


Abb. 1 Rollen-Hochdruckmaschine in Unterbauausführung

trägern auf Stützen, zwischen denen sich die Papierrollenlagerungen befinden. Unterbau und Maschine bilden so ein Ganzes. — Werden die Druckeinheiten und Falzapparate auf einer Gebäudedecke, die Abrollstellen für das Papier jedoch davon unabhängig im darunterliegenden Raum errichtet und nur antriebsmäßig mit ersteren verbunden, dann spricht man von einer Zwischendeckmaschine (Abb. 2).

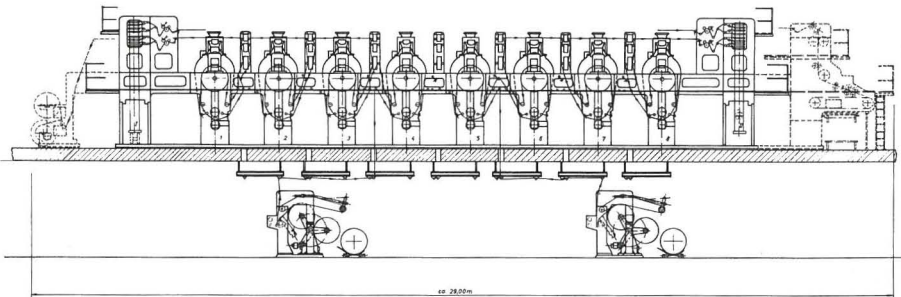


Abb. 2 Rollen-Tiefdruckmaschine in Zwischendeckausführung

Bei der Parterreausführung, die vor allem bei kleineren Maschinen angebracht ist, befinden sich alle Maschinenaggregate im gleichen Raum (Abb. 3).

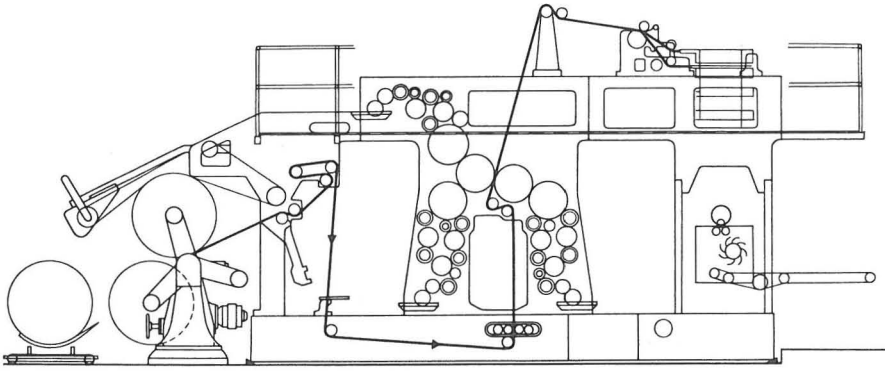


Abb. 3 Rollen-Rotationsmaschine für indirekten Hochdruck von Wickelplatten in Parterreausführung

Der Vorteil der Unterbau- und auch der Zwischendeckanordnung liegt zunächst darin, daß Druckereiraum (Farbe) und Papierlagerstelle voneinander getrennt sind. Hier lassen sich die Transportprobleme (Anlieferung der Papierrollen, Versand der gedruckten Exemplare) leichter lösen. Ferner wird dieser Maschinentyp bei mehreren Druckeinheiten und Rollenlagerungen kürzer als eine Parterremaschine und ist damit günstiger zu bedienen. Eine Unterbrechung in der Reihenfolge der Druckeinheiten durch dazwischen gestellte Abrollungen, wie sie häufig bei der Parterreausführung aus Gründen der Papierführung für die Hauptproduktion gewählt werden muß, wirkt sich, besonders bei Mehrfarben-Rollentiefdruckmaschinen, nachteilig aus, weil dadurch entweder die Produktionsmöglichkeiten begrenzt oder umständliche Papierführungen, unterschiedlich lange Papierwege zwischen den Druckwerken und Behinderungen in der Bedienbarkeit unvermeidbar werden.

Die Papierrollenlagerungen haben die Aufgabe, der Rollen-Rotationsmaschine die Papierbahn unter der erforderlichen Vorspannung zuzuführen.

Die Papierbahn wird in den Druckeinheiten in einzelnen, aufeinanderfolgenden Prozessen beidseitig ein- oder mehrfarbig bedruckt. Den angewendeten Druckverfahren entsprechend unterscheidet man dabei Hoch-, Tief- und Flachdruck. Zu diesen klassischen Verfahren kamen noch weitere Verfahren hinzu. Im Rahmen dieser Untersuchung werden lediglich das Hoch- und das Tiefdruckverfahren herangezogen, weil diese Verfahren auf dem Gebiet der schnellaufenden Zeitungs- und Zeitschriften-Maschinen zum mindesten in Europa den Markt beherrschen.

Wegen der einfachen, relativ billigen und vor allem raschen Herstellung der benötigten Druckplatten hat das Hochdruckverfahren seine dominierende Stellung im gesamten Zeitungssektor bis heute behaupten können. Der große Vorteil beim Einsatz einer Tiefdruckmaschine, bei der die druckenden Teile des Formzylinders tiefer gelegt sind, besteht darin, daß man wegen des verhältnismäßig einfachen Aufbaues des Farbwerkes und der leichten Austauschbarkeit der Formzylinder Zylindersätze unterschiedlicher Durchmesser verwenden kann. Durch diese Varia-

bilität im Formzylinderumfang und durch die Halbtonwiedergabe farbiger Bilder mit den kontinuierlichsten Übergängen bei hohen Auflageziffern ist der kostenintensivere Tiefdruck dem konventionellen Hochdruck überlegen. So werden beispielsweise in der Bundesrepublik Deutschland alle Illustrierten im Tiefdruckverfahren hergestellt.

Nach dem Bedrucken läuft bei den Hochdruckmaschinen die Papierbahn über Register-, Längsschneid-, Wende-, Zug- und Längsfalzvorrichtungen (Falztrichter) in das Querschneid- und -falzwerk ein, wo die verkaufsfertige Zeitung gebildet wird. Bei den Zeitschriften-Falzapparaten an Tiefdruckmaschinen hat es sich als vorteilhaft erwiesen, die Papierbahn zunächst in einzelne Stränge von Exemplarhöhe längs zu schneiden, die Teilbahnen dann gesondert über kurze Wendestangen, Zug- und Registervorrichtungen zu führen und anschließend, unmittelbar vor dem Einlaufen in das Querschneidwerk, zu einem Strangpaket zu vereinigen⁹⁾. Diese Wendestangen-Einrichtungen erlauben praktisch jede gewünschte Anordnung der Buntseiten innerhalb des zu druckenden Exemplars¹⁰⁾.

Zusätzlich kann der Rücken der Zeitschrift bereits im Falzwerk mit zwei Heftklammern versehen werden. Es läßt sich ferner eine sogenannte Vorrichtung für einen zweiten Längsfalz anbauen, um Zeitschriften in Magazingröße herzustellen. Auch das Auslegen von gefalzten Produkten im Taschenbuchformat mit zwei nebeneinander liegenden Nutzen und von postversandfertigen Zeitungen ist möglich¹¹⁾.

1.3. Entwicklungstendenzen im Rollen-Rotationsdruck (web-fed printing)

In den letzten Jahren setzte auf dem gesamten Gebiet des Druckmaschinenbaues eine stürmische Entwicklung ein, die durch die Faktoren höhere Produktionsgeschwindigkeit, neue Druckformen, Mehrfarbendruck, Fertigproduktion, Automatisierung und Bedienungssicherheit charakterisiert werden kann. Diese zwingt den Konstrukteur von Rollen-Rotationsmaschinen zu immer neuen Überlegungen und Verbesserungen. Dabei hängen die erwähnten Probleme eng zusammen, durchdringen oder bedingen sich.

Im Jahre 1961 wurde die erste Rollen-Rotationsmaschine für die Herstellung von Telefonbüchern gebaut, die im indirekten Hochdruckverfahren von einstufig geätzten dünnen Mikrozinke- bzw. Magnesiumplatten druckte (Abb. 3)¹²⁾. Diese unter der Bezeichnung „wrap-around-plates“ bekannt gewordenen Druckformen stellen einen entscheidenden Schritt dar, um von der umständlichen Blei-Stereotypie wegzukommen. Bei der Farbwerkkonstruktion galt es hierbei zu beachten, daß die Auftragwalzen eine gute Deckung ergaben, ohne dabei den nur 0,3 bis 0,4 mm tiefer liegenden Ätzgrund der Platte einzufärben.

Eine weitere Spezial-Rollen-Rotationsmaschine für den Druck von mehrfarbigen Magazinen besitzt Formzylinder mit Innenspannvorrichtungen zum Befestigen von Magnesiumsätteln, auf die Schnellätz- oder Kunststoffplatten aufgeklebt werden¹³⁾. Bei ihr arbeiten vorteilhaft jeweils zwei Formzylinder mit einem Druckzylinder zusammen, wobei die Papierführung so gewählt ist, daß der frische vierfarbige Schön- bzw. Widerdruck vor dem Einlaufen der Bahn in einen Gasflammen-Trockenofen mit keiner Leit- oder Zugwalze in Berührung kommt (Abb. 4).

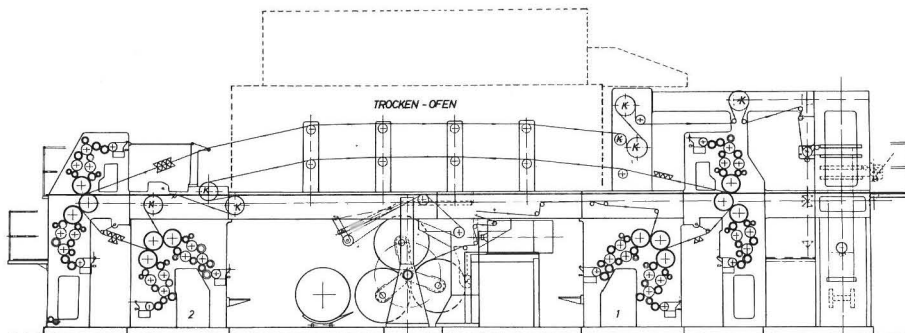


Abb. 4 Rollen-Rotationsmaschine für direkten Mehrfarbendruck von Schnellätzplatten

Den Kreis der Neukonstruktionen auf diesem Gebiet schließt die variabelformatige Rollen-Rotationsmaschine für direkten Druck, wahlweise von Wickel- oder von Plastikplatten (Abb. 5)¹⁴⁾.

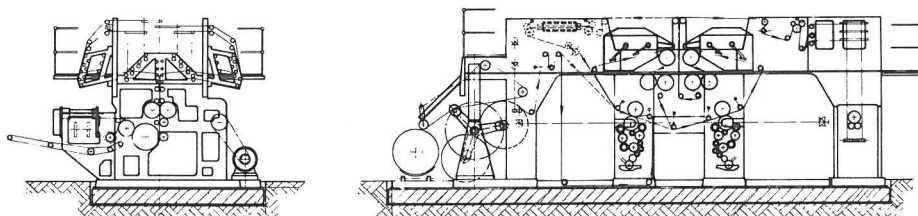


Abb. 5 Variabelformatige Rollen-Rotationsmaschine für den direkten Druck von Wickelplatten

Viele der im Tiefdruckverfahren hergestellten Zeitschriften bestehen z. Zt. noch aus mehreren Lagen, die einzeln gedruckt und anschließend auf einer Batterie von Automaten zum fertigen Produkt zusammengetragen werden. Der Trend geht nun dahin, die gesamte Zeitschrift, deren Seitenzahl wegen der noch immer steigenden Insertionen weiterhin anwächst, in einem Produktionsgang zu drucken, zu heften, zu falzen und wenn möglich zu beschneiden. Dazu sind Maschinen mit großer Arbeitsbreite und entsprechende Falzapparate erforderlich, um die Exemplare, beispielsweise mit 120 Seiten Umfang und mehr, sicher herstellen zu können¹⁵⁾. Rollen-Tiefdruckmaschinen mit fünf oder sechs Ätzungen in der Breite sind heute schon keine Seltenheit mehr. So wurde bereits eine Maschine für eine Papierbahnbreite von 2600 mm aufgestellt¹⁶⁾. Eine solche sieben Ätzungen breite Maschine vermag es, mit nur einer Papierbahn Zeitschriften bis zu 56 Seiten Umfang zu produzieren. Derart breite und schnellaufende Maschinen bringen eine Fülle neuer Probleme hinsichtlich Stabilität, zulässiger Durchbiegungen der Zylindergruppe, Farb- und Schnittregister, Trocknung der Farbe und nicht zuletzt des Schneidens, Heftens und Falzens mit sich.

An der Verbesserung der Druckqualität mehrfarbiger Tageszeitungen im Hochdruckverfahren wird heute ebenfalls intensiv gearbeitet¹⁷⁾. In den letzten Jahren hat sich ferner eine erfolgversprechende Entwicklung angebahnt, bei der Herstel-

lung der Zeitung eine im Tiefdruckverfahren vorbedruckte und wiederaufgewickelte Papierbahn in die Hochdruck-Rotation mit einlaufen zu lassen¹¹⁾).

Zusammenfassend ist zu sagen, daß von modernen, mit allen Regelvorrichtungen ausgestatteten Rollen-Rotationsmaschinen immer höhere Produktionsgeschwindigkeiten bei gesteigerter Sicherheit für das Bedienungspersonal und mindestens gleichbleibend gutem Druckausfall gefordert werden. Hieraus ergeben sich neue Problemstellungen für den Druckprozeß selbst, die Druckformen und deren Befestigung, die Farbübertragung, den Falzvorgang und vor allem für die Papierführung, die Konstanthaltung der Papierspannung und die selbsttätigen Anklebevorrichtungen an den Papierrollenlagerungen, ferner Fundamentierungs-, Stabilitäts- und Schwingungsfragen.

Die folgenden Untersuchungen sollen u. a. zeigen, welche Aufgaben die Forderung nach Geschwindigkeitssteigerung dem Konstrukteur stellt und welche charakteristischen Lösungswege hierbei möglich sind. Es wird dabei unvermeidlich sein, aus der Fülle der Probleme nur die wesentlichen herauszugreifen.

2. Die Papierbahnspannung

Jedes bahnförmige Gut muß der Arbeitsmaschine zunächst unter einer bestimmten Mindestvorspannung zugeführt werden, um ein „Schwimmen“ der Bahn, das ist ein seitliches Abweichen von der Maschinenmitte, und eine Faltenbildung zu vermeiden¹⁸⁾.

Das Streben nach höheren Produktionsgeschwindigkeiten und die Tendenz zum mehrfarbigen Bilder- und Annoncendruck, die, vom Rollen-Tiefdruck herkommend, immer stärker auch die Tageszeitungen erfaßt, machen es zwingend erforderlich, den Fragen der Papierspannung und ihrer Kontrolle erhöhte Aufmerksamkeit zu widmen, da jede Spannungsschwankung zwangsläufig mit einer Veränderung im Register bzw. Passer verbunden ist.

Es sei bereits an dieser Stelle darauf aufmerksam gemacht, daß sich in der Fachsprache der Begriff „Papierspannung“ für den Papierzug pro Zentimeter oder pro Meter Papierbreite eingebürgert hat. Diese Bezeichnung wird hier aus Gründen des Allgemeinverständnisses übernommen, obwohl sie nicht der klassischen Definition der Spannung in der Festigkeitslehre als der Kraft pro Flächeneinheit entspricht.

2. 1. Einige theoretische Aussagen über die Papierspannung

Vor allem interessiert die Frage, welche Beziehungen zwischen der Spannung und der Geschwindigkeit in einer laufenden Papierbahn bestehen, wenn sich eine dieser Größen ändert. Hierüber geben die Arbeiten von G. A. Nothmann¹⁹⁾, E. R. Gibbon²⁰⁾, S. F. D'Amato et al.²¹⁾, O. Andersson und E. Berkýto²²⁾ sowie E. Führlbeck²³⁾ eine gute Orientierung.

2. 2. Ergebnisse von Untersuchungen über die Spannungsverteilung und die Größe der Spannungen im laufenden Papierstrang

Die bekannten Meßverfahren beruhen auf dem Prinzip, die Änderung der senkrechten Auslenkung des über zwei in gleicher Höhe angeordneten Leitwalzen geführten Papierstranges bei Zugkraftänderung zu bestimmen, wobei der Meßwert durch den Kraftschluß zwischen der Papierbahn und einer Walze, Rolle oder einem schleifenden Abnehmer des Meßgerätes erzielt wird²⁴⁾.

Während sich frühere Meßanordnungen nach Schneiderei mit bahnbreiten Meßwalzen auf die Aufzeichnung von Spannungsmittelwerten für die Bahn beschränkten²⁵⁾, gewähren die in den letzten Jahren durchgeführten umfangreichen Untersuchungen²⁴⁾ ²⁶⁾ ²⁷⁾, die zum Teil auf vorausgegangene Arbeiten aufbauen, zusätzlich Einblick in die Spannungsverteilung im laufenden Papierstrang. Hierzu war die Entwicklung empfindlicher Meßgeräte erforderlich, die nur einen schmalen Bereich der Bahnbreite erfassen.

Die Ergebnisse dieser Messungen²⁴⁾ ²⁶⁾ ²⁷⁾ lassen sich wie folgt zusammenfassen: Um ein Flattern der Papierbahn zu vermeiden, müssen alle Papierleit- und Zugwalzen dynamisch ausgewuchtet sein.

Bei Rollentiefdruckmaschinen sind die Spannungen in der Papierbahn stark vom

augenblicklichen Spannungszustand beim Anstellen der Presseure abhängig, wobei Unterschiede bis zu 50% gemessen wurden.

Die Spannungsverteilung über die Papierbahnbreite ist infolge der Inhomogenität des Papiers ungleichmäßig. Die einzelnen Teilspannungen ändern sich sowohl innerhalb einer Rolle mit abnehmendem Rollendurchmesser als vor allem von einer Rolle zur anderen (Abb. 6).

Die Papierspannung über die Breite der Bahn ist ferner nicht konstant wegen der unterschiedlichen Feuchtigkeitsverteilung und damit ungleichmäßigen Dehnfähigkeit des Papiers, hervorgerufen durch ungenügende Klimatisierung vor der Verarbeitung.

Eine Veränderung der Zugeinstellung an der Rollenlagerung beeinflusst die Papierspannung in allen Druckeinheiten, also auch in denen nach dem ersten Druckwerk. Bei den meisten untersuchten Abrollungen treten beim selbsttätigen Papierrollenwechsel extreme Spannungsstörungen auf. Das Abtrennen der auslaufenden Papierbahn brachte beispielsweise eine kurzzeitige Spannungserhöhung bis zu 200%.

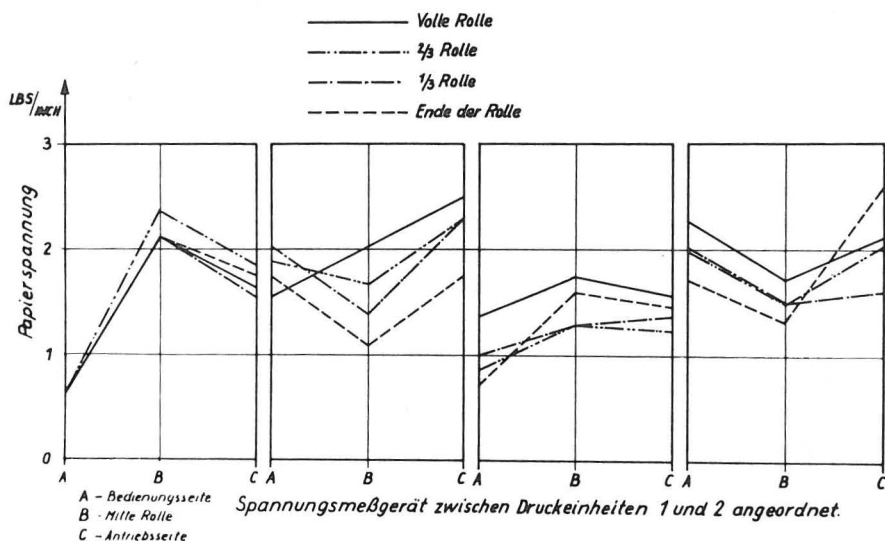


Abb. 6 Änderung der Papierbahnspannung über die Rollenbreite und von einer Rolle zur anderen (nach 26))

Ein mit erheblichen Spannungsschwankungen verbundener Rollenwechsel beeinflusst das Spannungsniveau in den übrigen der Maschine zulaufenden Bahnen.

Während des normalen Maschinenlaufes sind innerhalb der gesamten Maschine Spannungsänderungen festzustellen, die teilweise rasch, teilweise langsam verlaufen.

Eine von irgendeiner Quelle hervorgerufene Spannungsstörung wandert etwa mit Bahngeschwindigkeit durch die Maschine, wobei ihre Intensität nach jedem Druckvorgang abnimmt.

Spannungsstörungen oder Spannungsschwankungen stehen in unmittelbarer Wechselbeziehung zu Schwankungen im Farbbregister.

Alle plötzlichen Spannungsänderungen, deren Dauer in der Größenordnung von 0,1 sec liegt, kann eine Pendelwalze üblicher Konstruktion zufolge ihrer großen Massenträgheit nicht ausgleichen.

Die absoluten spezifischen Spannungen schwanken und zwar nach der einen Veröffentlichung²⁴⁾ meist zwischen 150 und 350 p/cm mit einem Mittelwert bei ca. 250 p/cm, nach der anderen²⁷⁾ liegen die in drei Druckereien gemessenen Mittelwerte bei 270, 360 und 445 p/cm.

Alle erwähnten Untersuchungen wurden an Rollen-Tiefdruckmaschinen durchgeführt. Das hat sicher seinen Grund darin, daß bei diesem Druckverfahren die Probleme der Papierspannung wegen der speziellen Druckbedingungen (friktionsgetriebene Druckzylinder, fast ausschließlich Mehrfarbendruck, Heizung, Lufttrocknung und Kühlung der Papierbahn usw.) besonders drängend sind. Entsprechende neuere Meßergebnisse über die Verteilung und die Größe der Papierspannung in Rollen-Hochdruckmaschinen konnten nicht in Erfahrung gebracht werden. Die Absolutwerte dürften hier jedoch etwas niedriger liegen.

3. Die Papierrollenlagerung

Die Aufgabe der Rollenlagerung besteht darin, der Rotationsmaschine das Papier so zuzuführen, daß der innerhalb vorgegebener Grenzen frei wählbare, einmal eingestellte Papierzug über den gesamten Durchmesserbereich der Papierrolle konstant bleibt. Der absolute Betrag des Zuges richtet sich dabei vor allem nach der Breite der Bahn, dem zu verdruckenden Material, der Rollenwicklung und den Zugverhältnissen in der Maschine.

Obwohl im Laufe der langen Entwicklungsperiode der Rollen-Rotationsmaschinen eine erhebliche Anzahl von Papierrollenbremsen, Papierspannungsreglern und automatisch arbeitenden Anklebevorrichtungen für die neue Papierrolle patent-schriftlich, durch Veröffentlichungen in Fachzeitschriften und als ausgeführte Anlagen bekannt geworden sind, existieren nur wenige grundlegende Untersuchungen auf diesem Gebiete. Dies dürfte hauptsächlich daran liegen, daß der Druckmaschinenbau bis vor wenigen Jahren fast ausschließlich von Praktikern beherrscht und zu seiner jetzigen hohen Reife geführt wurde. Als wissenschaftliches Lehrfach findet man ihn erst seit etwa einem Jahrzehnt am Lehrstuhl und Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt.

3.1. Veröffentlichungen zur Theorie der Papierrollenabwicklung

Eine von H. Bolza²⁸⁾ bereits im Jahre 1920 durchgeführte Untersuchung der Zugkraft im ungebremsten Papierstrang und ein Vergleich der Wirkungen der Umfangs- und der Achsbremung an der Papierrolle kommt u. a. zu dem Ergebnis, daß eine Bremsung der Papierrolle auf alle Fälle erforderlich ist. Bolza weist dabei die Überlegenheit einer Bremsung am Umfang der Papierrolle gegenüber einer Achsbremung nach.

Im Rahmen einer Arbeit zur Bestimmung des Drehmomentenbedarfs bei Hochdruck-Rotationsmaschinen beschreibt G. Funk²⁹⁾ auch verschiedene Rollenbremsarten. Im Anschluß an die Behandlung der Grundgleichung für das Drehmoment geht er dabei auf die Beschleunigungskraft beim Abwickeln der Rolle unter konstanter Papiergeschwindigkeit ein, wobei es allerdings G. Schneider²⁵⁾ vorbehalten bleibt, den ausführlichen Rechnungsgang vorzulegen. Funk untersucht dann noch den Papierzug beim Beschleunigen und Abbremsen der Maschine und gibt hierfür einige rechnerische Beispiele. Bei seinem Überblick über die Regelvorrichtungen zur Konstanthaltung der Papierspannung beschränkt er sich auf die Hinweise, daß die selbsttätigen Regler im Grundgedanken darauf beruhen würden, den Papierstrang über eine bewegliche federnde Walze zu leiten, deren Ausschlag einen Maßstab für die tatsächlich vorhandene Papierspannung darstelle und daß ferner die Papierspannungsregelung auch auf rein elektrischem Wege nach dem Prinzip des in der Papierindustrie bekannten Elektrowicklers gelöst werden könne. Wenn auch die von Funk untersuchten Rotationsdruckmaschinen bei den abschließenden Versuchen zur praktischen Ermittlung der verschiedenen Einflußgrößen auf das Gesamtdrehmoment der Maschine bereits mit Papiergeschwindigkeiten bis zu 7 m/sec liefen, so doch nur, um die Abhängigkeit des Drehmomentes von der Drehzahl zu messen.

G. Schneidereit, der zwischen Papierrollen-Brems-, -Antriebs- und Papierzug-Regelvorrichtungen unterscheidet, beschreibt bereits eine umfangreiche Reihe ausgeführter Papierrollenlagerungen und führt im Anschluß an eine theoretische Betrachtung über die Wirkungsweise der einzelnen Bremssysteme Versuche an verschiedenen Rollen-Rotationsmaschinen durch. Aufgrund der gewonnenen Erfahrungen schlägt er dann eine Antriebs-, Brems- und Anklebevorrichtung vor, bei der ein am Umfang der ablaufenden Papierrolle wirkendes, über die ganze Rollenbreite reichendes Walzenpaar über einen Motor-Generatorantrieb mit spezieller Schaltung in seiner Drehzahl so geregelt wird, daß der eingestellte Papierzug konstant bleibt. Bei seiner Vorrichtung zum automatischen Wechseln der Papierrollen dient die ablaufende Papierbahn selbst als Beschleunigungsmittel für die anzuklebende volle Rolle. Die von Schneidereit auf Grund seiner gewonnenen Erfahrungen vorgeschlagenen technischen Vorrichtungen zur Erzeugung, Steuerung und Anzeige des Papierzuges und seine selbsttätige Rollenwechselvorrichtung konnten sich jedoch in der Praxis nicht durchsetzen. Der Grund hierfür dürfte u. a. darin zu sehen sein, daß er bei seinen Untersuchungen über Papiergeschwindigkeiten von ca. 2 m/sec nicht hinausging.

N. H a g l o v³⁰⁾ übernimmt bei seinen Untersuchungen weitgehend die von Schneidereit vorgelegten theoretischen Grundlagen. Daran anschließend bringt er, nach einem Überblick über die allen selbsttätigen Rollenwechselvorrichtungen gemeinsamen Merkmale, eine Aufzählung wünschenswerter Vorrichtungen an der Rollenlagerung und an den Spannungsreglern. So müßten z. B. die Papierspannungsregler so konstruiert sein, daß beim selbsttätigen Rollenwechsel keine Spannungsänderungen aufträten, daß mit dem für ein gutes Druckergebnis minimal erforderlichen Papierzug gearbeitet werden könne und daß die volle Papierrolle bei einer bei maximaler Maschinengeschwindigkeit ausgelösten Notbremsung nicht davonliefe. Schließlich gibt H. G r ü n b a u m³¹⁾ einige Formeln, die sich zum Teil schon bei Schneidereit²⁵⁾ finden, über die Zusammenhänge zwischen der Drehzahl, dem Drehmoment und dem Rollendurchmesser, bzw. der Zeit für das Auf- und Abwickeln eines rollenförmigen Gutes an, ohne jedoch auf die speziellen Probleme etwa der Spannungskonstanthaltung oder des automatischen Anklebens einer neuen Papierrolle bei Rotationsmaschinen einzugehen.

3. 2. Die wichtigsten Aussagen über die Zusammenhänge beim Abwickeln einer Papierrolle

Um ausgeführte Papierrollenbremsen und Regelvorrichtungen zur Konstanthaltung der Papierspannung beurteilen zu können und um festzustellen, welche neuen Lösungswege möglich sind, sollen zunächst die theoretischen Beziehungen aufgezeigt werden, die beim Abwickeln einer Papierrolle vorliegen, jedoch nur insoweit, wie dies für die späteren Untersuchungen von Nutzen ist.

Die theoretischen Betrachtungen gehen davon aus, daß die Papierrolle einen zentrisch gelagerten Hohlzylinder darstellt, dessen einzelne Windungen ohne Luft-einschlüsse aufeinander liegen. Diese Annahme trifft in der Praxis nicht zu, da die üblichen Rollen in ihrem Querschnitt viel eher einem irregulären Vieleck mit

Eindellungen gleichen und über ihre Breitenstreckung eventuell als Kegelstumpfe angesehen werden müssen. Diese Beschaffenheit verdient später bei den Regelvorrichtungen für die Papierspannung ihre besondere Beachtung.

Außerdem können, entsprechend den übereinstimmenden Ergebnissen von Funk²⁹⁾ und Schneiderei²⁵⁾, die Beschleunigungskraft an der Papierrolle zum Aufrechterhalten einer konstanten Abwickelgeschwindigkeit bei schwindendem Rollendurchmesser und die Zapfenreibung gegenüber dem Papierzug vernachlässigt werden.

3.2.1. Länge der in einer Papierrolle gespeicherten Bahn

Mathematisch betrachtet stellt die ideale Papierrolle eine archimedische Spirale³¹⁾ nach der Gleichung (vom Zentrum aus gerechnet)

$$r = a \cdot \varphi \quad (1)$$

dar, mit

$$a = \frac{s}{2\pi} \quad (2)$$

und der Bogenlänge³²⁾

$$L = \frac{1}{2} a (\varphi \sqrt{1 + \varphi^2} + \text{Ar Sin } \varphi) \quad (3).$$

Da bei einer Papierrolle mit ihren vielen Windungen φ sehr groß wird, kann man die Länge der in ihr gespeicherten Bahn hinreichend genau mit

$$L = \frac{1}{2} a \cdot \varphi^2 \quad (4)$$

angeben.

Gleichung (4) gilt für eine Papierrolle, die im Nullpunkt beginnt.

Für eine Rolle mit Hülse vom Radius r_3 erhält man nach Umrechnen und Einsetzen der Gleichungen (1) und (2) die Gesamtlänge der Bahn zu

$$L_0 = \pi/s \cdot (r_0^2 - r_3^2) = \pi/4s \cdot (d_0^2 - d_3^2) \quad (5).$$

Im Betrieb tritt infolge der beim Abwickeln an der Bahn wirkenden Zugkraft eine Längenänderung der Bahn auf, die jedoch in diesem Zusammenhang unberücksichtigt bleibt.

Führt man nach Grünbaum (Lit. 31) die Anzahl der Windungen auf der Papierrolle

mit $W_0 = \frac{r_0 - r_3}{s}$ ein, so läßt sich hiermit die Bahnlänge ausdrücken als

$$L_0 = \pi (W_0^2 s + 2W_0 r_3) = \pi W_0 (r_0 + r_3) = \pi/2 \cdot W_0 (d_0 + d_3) \quad (5a).$$

Eine vereinfachte Ableitung der Bahnlänge ergibt sich mit $\pi (r_0 + r_3)$ als der Länge der mittleren Windung der Rolle und W_0 als der Anzahl der Windungen:

$$L_0 = U_m W_0 = \pi W_0 (r_0 + r_3) \quad (5b).$$

3.2.2. Bahnlänge und Ablaufzeit der Rolle

Zwischen der Bahngeschwindigkeit und der Bahnlänge gilt die allgemeine Beziehung

$$L = \int_0^t v dt \quad (6).$$

Ist die Bahngeschwindigkeit konstant, so folgt daraus³¹⁾

$$L_0 = v \cdot t_0 \quad (7).$$

Die Gleichungen (5) und (7) liefern, nach entsprechender Umformung, die Zeit für das Abwickeln der Papierrolle als

$$t_0 = \frac{\pi}{v \cdot s} (r_0^2 - r_3^2) \quad (8).$$

Ordnet man den beiden Radien ihre Drehzahlen nach den Gleichungen

$$n_0 = \frac{v}{2r_0\pi} \text{ und } n_3 = \frac{v}{2r_3\pi} \quad (9)$$

zu, so ergibt sich damit

$$t_0 = \frac{v}{4\pi s} (1/n_0^2 - 1/n_3^2) \quad (8a).$$

Für den zeitlichen Ablauf der Papierrolle sind demnach die Quadrate der Rollendrehzahlen bzw. der -radien maßgeblich.

3. 2. 3. Drehmoment, Drehzahl und Ablaufzeit

Aus Gleichung (8) und nach Schneidereit²⁵⁾ erhält man für den zeitlichen Verlauf des Rollenradius folgende allgemeine Beziehung:

$$r_R = \sqrt{r_0^2 - \frac{v \cdot s \cdot t}{\pi}} \quad (8b).$$

Das erforderliche Bremsmoment an der Papierrolle als Funktion der Zeit ergibt sich danach durch Multiplikation der Gleichung (8 b) mit dem vorgegebenen Papierzug P zu

$$M_d = P \cdot r_R = P \cdot \sqrt{r_0^2 - \frac{v \cdot s \cdot t}{\pi}} \quad (10).$$

Weiterhin läßt sich aus Gleichung (8 a) der Drehzahlverlauf über der Abwickelzeit als

$$n_R = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{n_0^2} - \frac{4\pi s t}{v}}} \quad (11)$$

herleiten.

In den Gleichungen (10) und (11) sind die Werte für P, s und v innerhalb der maschinentechnisch und materialmäßig vorgegebenen Grenzen veränderbar. Diese Tatsache muß bei den Brems- und Regelvorrichtungen der Papierrollenlagerung berücksichtigt werden.

Den charakteristischen Verlauf der berechneten Drehmomenten- und der Drehzahlkurve über der Abwickelzeit für die angenommenen Werte $r_0 = 500 \text{ mm}$, $r_2 = 55 \text{ mm}$, $v = 5 \text{ m/sec}$, $s = 0,065 \text{ mm}$ und $P = 20 \text{ kp}$ zeigt Abb. 7.

3. 2. 4. Drehmoment, Rollenradius und Rollendrehzahl

Unter der Voraussetzung eines während der gesamten Rollenabwicklung konstanten Papierzuges verläuft das Drehmoment

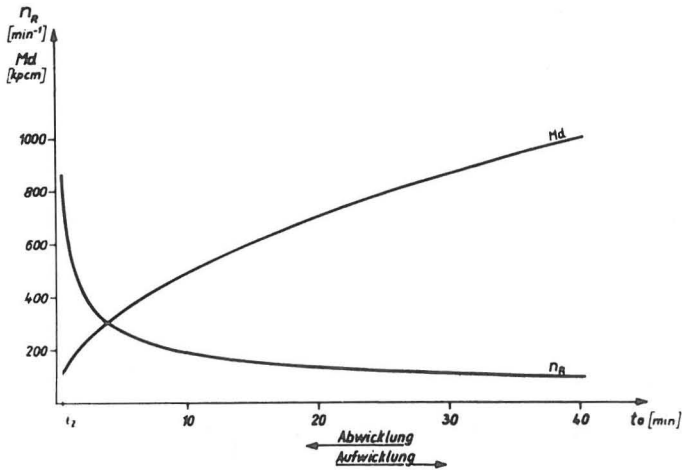


Abb. 7 Drehzahl- und Drehmomentenverlauf einer Papierrolle über der Abwickelzeit

$$M_d = P \cdot r_R \quad (12)$$

proportional zum Rollenradius (Abb. 8).

Entsprechend Gleichung (9) ist

$$n_R = \frac{v}{2 \cdot r_R \pi} \quad (9a),$$

wobei sich für verschiedene konstante Geschwindigkeiten Hyperbeläste als Kurven für die Drehzahl über dem Rollenradius ergeben (Abb. 9). Das Drehmoment kann ferner durch Einsetzen der Gleichung (9a) in Gleichung (12) als

$$M_d = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{P \cdot v}{n_R} \quad (13)$$

dargestellt werden.

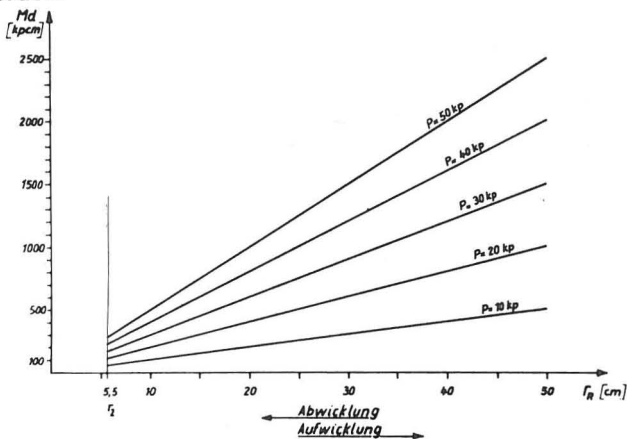


Abb. 8 Drehmoment und Papierrollenradius

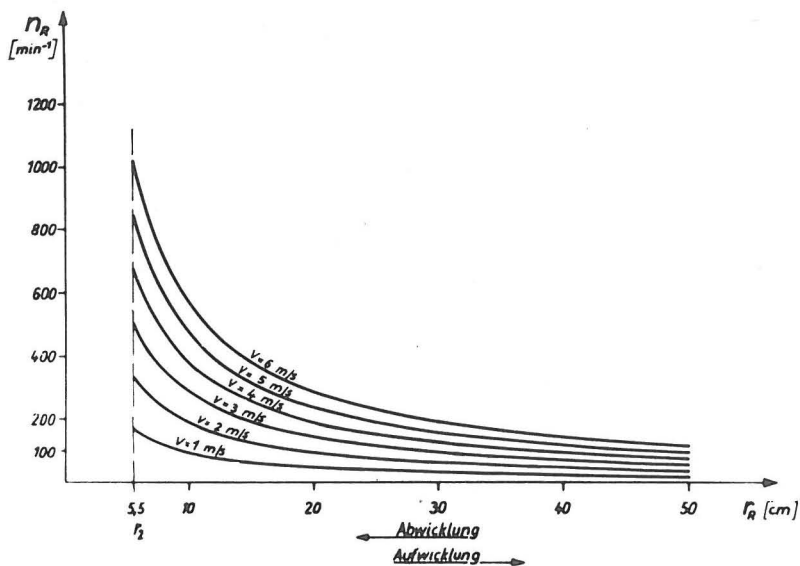


Abb. 9 Verlauf der Rollendrehzahl in Abhängigkeit vom Rollenradius

Sind P und v konstant, so erfolgt das Abwickeln unter konstanter Leistung. Mit $P = \text{const.}$ und v als Parameter erhält man für den Drehmomentenverlauf über der Drehzahl wiederum eine Schar von Hyperbeln (Abb. 10).

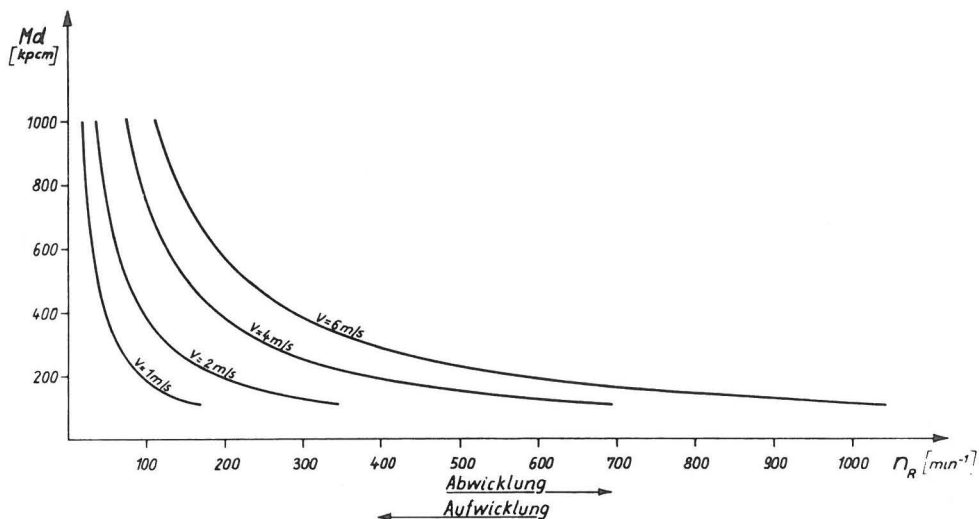


Abb. 10 Verlauf des Drehmomentes über der Rollendrehzahl

Vergleicht man die Abb. 9 und 10, bzw. die Gleichungen (9a) und (13) miteinander, so ergibt sich im Hinblick auf die Bremsarten (Achs- bzw. Umfangsbremse) zusammengefaßt folgendes: Bei der gleichen Rollendrehzahl treten entsprechend der vorliegenden Papiergeschwindigkeit die unterschiedlichsten Rollendurchmesser und Drehmomente (bei $P = \text{const.}$) auf. Unabhängig davon können innerhalb vorgegebener Grenzen zusätzlich verschiedene Absolutwerte des Papierzuges vorliegen.

3.2.5. Abwickeln mit am Umfang der Rolle wirkenden Bremsbändern

Bei einer von einem Zugmittel (Riemen, Bremsband) mit den beiden Spannkraften S_1 und S_2 umschlungenen Papierrolle (Abb. 11) ist (unter Vernachlässigung der am Riemen wirkenden Fliehkräfte)

$$S_n = S_1 - S_2 \quad (14)$$

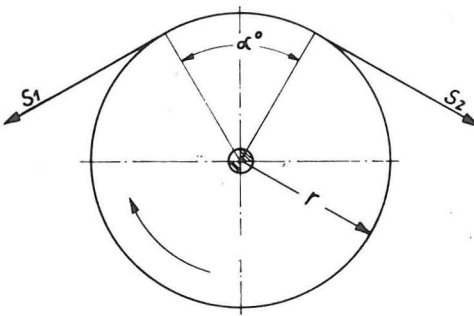


Abb. 11 Reibung bei Umschlingung

der Reibungswiderstand am Rollenumfang, d. h. bei sich drehender Rolle, auf der das Zugmittel in relativer Ruhe verharret, die übertragbare Umfangskraft³²⁾. Nach Eytelwein besteht zwischen S_1 und S_2 die Beziehung

$$S_1 \leq S_2 \cdot e^{\mu \alpha} \quad (15)$$

mit dem Umschlingungsbogen $\alpha = \frac{2 \alpha^\circ \pi}{360^\circ}$ und der Reibungszahl μ zwischen Gurt und Rolle.

In Verbindung mit Gleichung (14) wird danach

$$S_n \leq S_2 (e^{\mu \alpha} - 1) \quad (14a).$$

Dabei gilt das Gleichheitszeichen, wenn der Riemen auf der Papierrolle gleitet (Gleitschlupf), das Ungleichheitszeichen für relative Ruhe. Für μ ist entsprechend die Reibungszahl der Bewegung oder der Ruhe einzusetzen.

Unter der getroffenen Voraussetzung, daß beim Abwickeln der Papierrolle die Beschleunigungskraft und die Zapfenreibung vernachlässigbar sind, besagt Gleichung (14a), daß bei Anwendung der Umfangsbremse die Drehzahl und der Rollenradius nicht berücksichtigt zu werden brauchen.

3.2.6. Erzeugung der Bahnspannung bei umlaufendem Gurt

Bei den mechanisch mit dem Antrieb der Rollen-Rotationsmaschine verbundenen oder elektrisch mit diesem synchronisierten Riementreiben für die Papierrolle erfolgt die Regelung der Papierspannung häufig durch Verändern der Riemengeschwindigkeit. Unter der Annahme, daß beim Wickeln der Papierrolle in der Papierfabrik bereits eine Vordehnung stattgefunden hat und daß zum anderen keine zusätzlichen technologischen Einflüsse zur Dehnung zwischen der Rollenlagerung und der ersten Druckeinheit beitragen (also beispielsweise kein Vorstreckwerk vorhanden ist), lassen sich allgemeine Aussagen^{21) 33)} auf die Verhältnisse beim Abwickeln einer Papierrolle anwenden.

Wenn in Abb. 12 die Bahn im Abschnitt A_1A_2 gespannt ist, erfährt sie eine Dehnung, wobei unter der Dehnung ε die relative Längenänderung verstanden wird, die ein definiertes Teilstück der Bahn gegenüber dem spannungslosen Zustand annimmt. Für den Abschnitt A_1A_2 gilt nach Hettler (Lit. 33)

$$\varepsilon = \frac{l_{12} - l_x}{l_x} = \frac{l_{12}}{l_x} - 1 = \frac{\Delta l}{l_x} \quad (16)$$

mit l_x als der Länge, die das sich zwischen A_1 und A_2 befindende Gut im spannungslosen Zustand besitzen würde. Eine Möglichkeit, den Betrag der Dehnung zu verändern, besteht nun darin, die Geschwindigkeitsrelation $v_Z : v_R$ zu verstellen. Wird die Bahn mit v_R spannungslos angeliefert (Vordehnung $\varepsilon_0 = 0$), so bewirkt eine Voreilung einer mit $v_Z > v_R$ laufenden Zugvorrichtung im stationären Betriebszustand eine Dehnung

$$\varepsilon_V = \frac{v_Z - v_R}{v_R} = \frac{v_Z}{v_R} - 1 = \frac{\Delta v}{v_R} \quad (17)$$

Die Beträge der beiden Einflußgrößen — relative Geschwindigkeitsdifferenz und Vordehnung — überlagern sich nach Hettler (Lit. 33) zu der Gesamtdehnung ε . Bei kleinen Dehnungswerten, wie dies bei Papierbahnen der Fall ist ($\varepsilon_v, \varepsilon_0 \ll 1$), ergibt sich

$$\varepsilon \approx \varepsilon_V + \varepsilon_0 \quad (16a)$$

als Summe der beiden Dehnungen. Unter der Voraussetzung, daß die Vordehnung ε_0 beim Abwickeln einer Papierrolle konstant bleibt, folgt nun aus diesen Zusammenhängen die mathematische Grundlage für eine Vorrichtung zur Regelung der Papierspannung. Durch Einsetzen der Gleichung (17) in die Gleichung (16a) erhält man nämlich

$$\varepsilon = \frac{v_Z}{v_R} - 1 + \varepsilon_0 \quad (16b)$$

oder

$$v_R = \frac{v_Z}{\varepsilon - \varepsilon_0 + 1} \quad (16c).$$

Da die Gesamtdehnung ε der Zugspannung bzw. dem Papierzug proportional ist, drückt Gleichung (16b) die schon seit langem praktisch verwertete Erkenntnis aus, daß bei einer mit konstanter Geschwindigkeit v_Z laufenden Maschine, der das

die Abschnitte 3.2.5. und 3.2.7.), sind bereits bei ihrer Anordnung besondere Gesichtspunkte zu beachten, sollen nicht schon bei der Vorgabe des Papierzuges inkonstante Verhältnisse in das Regelsystem hineingebracht werden. Auf diese Fragen sei jedoch nicht näher eingegangen.

3. 4. Systeme des Papierrollentriebs und Beschreibung einiger Ausführungsbeispiele mit Umfangsbremung der Rolle

Bei den Papierrollenlagerungen sind zwei prinzipiell verschiedene Systeme zu unterscheiden. Beim einen wird die Papierrolle über ihren umlaufenden Tragkonus, also am Rollenzentrum, auf mechanische, pneumatische oder elektrische Weise gebremst, während beim anderen die Bremsung über am Umfang der ablaufenden Rolle wirkende Bänder, Gurte, Flach- oder Keilriemen erfolgt. Für beide Systeme gilt die Forderung, dem mathematisch bestimmbaren zeitlichen Verlauf der Rollenabwicklung — immer unter dem Gesichtspunkt eines konstanten Papierzuges — möglichst genau zu entsprechen, und zwar bei allen vorkommenden Maschinengeschwindigkeiten, Rollendurchmessern, Papierstärken und absoluten Papierzügen. Das Argument, daß bei der Achsbremung eine gleichmäßige Verteilung des Papierzuges über die Rollenbreite vorliege²⁵⁾, während die Gurtantriebe nur in einer begrenzten Zone wirken würden, dürfte durch neuere Untersuchungen^{24) 26)} eindeutig widerlegt sein (vergleiche hierzu Abschnitt 2.2.). Die Praxis zeigt ferner, daß die Papierrollen oft alles andere als einen exakten zylindrischen Körper darstellen. Konische Rollen, Rollen mit den Konturen eines unregelmäßigen Vielecks, auf der einen Seite stramm, auf der anderen lose gewickelt, stellen in den Druckereien eigentlich noch immer den Normalfall dar.

Ein Vorteil der zentrischen Bremsung besteht dagegen darin, daß hier die Leimstelle für den selbsttätigen Rollenwechsel über die ganze Rollenbreite hin durchgehend verlaufen kann, während bei der überwiegenden Anzahl der Umfangsbremsen die Leimauftragung an den Laufstellen der Gurte bzw. der Anwerfvorrichtung unterbrochen werden muß³⁶⁾. Dieser Vorteil macht sich besonders dann günstig bemerkbar, wenn schmale, vielleicht nur eine Stereotypieplatte oder eine Ätzung breite Papierrollen zur Verarbeitung kommen. Weiterhin kann man hierzu anführen, daß sich bei zentrisch gebremsten Rollen die Präparierung der Klebestelle bequemer ausführen läßt, da der Bedienungsmann nicht durch ein Gurtpendel behindert oder gar gefährdet wird. — Ferner soll diese Art des Abwickelns ohne Riemen oder Bänder die Erzeugung statischer Elektrizität an der Papierbahn und die Beschädigung des Papiers durch Riemenreibung³⁷⁾ vermeiden.

Der wesentliche Unterschied der beiden Bremssysteme wird jedoch erst bei Betrachtung der Abwickelverhältnisse deutlich. Da sich bei der Umfangsbremung die Bremskraft als die gegebene Regelgröße anbietet, besteht einzig die Aufgabe, diese entsprechend dem vorliegenden Papierzug konstant zu halten. Demgegenüber kann bei der zentrischen Bremsung nur mit dem Bremsmoment oder der Bremsleistung gearbeitet werden. Vergleicht man nun die bei den theoretischen Untersuchungen abgeleiteten Formeln und die mit ihrer Hilfe aufgestellten Diagramme, so ergeben sich für die Achsbremung folgende Bedingungen: Entspre-

chend der absoluten Papiergeschwindigkeit können bei gleicher Rollendrehzahl die verschiedensten Rollendurchmesser vorliegen und unabhängig davon innerhalb vorgegebener Grenzen (beeinflußt von der zu verdruckenden Papiersorte, der Rollenwicklung, der Papierbeschaffenheit, den Zugverhältnissen in der Maschine und vielem mehr) obendrein unterschiedliche Papierzüge. Vor allem wird am Beispiel der Zusatzkräfte beim Anfahren und Stillsetzen der Maschine sichtbar — noch dazu da diese Vorgänge bei beliebigen Rollendurchmessern stattfinden können —, welche Regelaufgaben zur Konstanthaltung des Papierzuges bei einem Papierrollentrieb zu lösen sind, der keine mechanische Verbindung zur Antriebswelle der Maschine besitzt und der zudem auf das Rollenzentrum wirkt. Bei einem Abwickel-Aggregat mit Anklebevorrichtung, die den Rollenwechsel bei voller Laufgeschwindigkeit selbsttätig durchführt, ist noch im Augenblick des Anklebens der ablaufenden Papierbahn an die neue Rolle ein exakter Übergang der Regelung von der zu Ende gegangenen auf die vorher beschleunigte, nunmehr aber wegen des geforderten Papierzuges zu bremsende neue Papierrolle sicherzustellen, und zwar wiederum bei den unterschiedlichsten Papierzügen, Maschinengeschwindigkeiten und Rollendurchmessern.

Erfreulicherweise sind heute Elektrotechnik und Regelelektronik durchaus in der Lage, diese und zusätzliche Bedingungen bei entsprechendem maschinellen und regelungstechnischen Aufwand zu erfüllen, d. h. den Rollenablauf auch bei achsgebremsten Rollen zu beherrschen. So bemerkenswert die einzelnen Konstruktionslösungen hierfür auch sein dürften (z. B. Anbau einer Motor-Generator-Kombination an jeden der drei Arme eines Rollenträgers^{30) 37)}; Anordnung von einstellbaren, pneumatisch beaufschlagten Betätigungsmitteln für die Bremse am Rollenkonus, und zwar derart, daß bei gegebenem Pendelwalzenausschlag für das Bremsmoment verschiedene Bereiche vorgewählt werden können, um die Verarbeitung sowohl teil- als auch vollbreiter Papierrollen bei gleicher Papierspannung zu ermöglichen³⁸⁾, so ist jedoch zu fragen, ob dieser Aufwand gerechtfertigt ist, wenn es ein anderes Prinzip der Rollenbremsung gibt, bei dem eine Reihe der erwähnten Probleme erst gar nicht auftritt. Diese Erkenntnis könnte daher ursächlich mit der Tatsache zusammenhängen, daß die meisten Hersteller von Rollen-Hoch- und -Tiefdruckmaschinen der Umfangsbremsung den Vorzug geben, dieses System weiterentwickeln, ja sogar wieder darauf zurückkommen. Aus diesen Gründen beschäftigt sich diese Untersuchung vor allem mit Papierrollenlagerungen, bei denen die Bremsung der Rolle zur Erzeugung eines gleichbleibenden Papierzuges am Rollenumfang erfolgt.

Umfangsbremsen werden entweder mit feststehenden oder mit umlaufenden Bremsmitteln ausgeführt. Bei letzteren kann man noch zwischen den mit konstanter Geschwindigkeit getriebenen und den geschwindigkeitsgeregelten Gurten sowie zwischen mechanisch mit der Maschinen-Längstransmission verbundenen und über elektrische Welle angetriebenen Ausführungen unterscheiden.

3. 4. 1. Bremsung mit Bremsband

Neuere Papierspannungsregler in Verbindung mit stationären Bremsbändern arbei-

ten häufig auf der Grundlage der Seilgleichung (14a), in der für diesen Fall das Gleichheitszeichen gilt, d. h. die Nutzkraft S_n gleich dem Papierzug P ist. Bei einer dieser Anlagen³⁹⁾ wirken am Umfang der ablaufenden Papierrolle mehrere ca. 50 mm breite, über die Rollenbreite verteilt angeordnete Lederriemen. Jedes Band wird einzeln über einen preßluftbeaufschlagten Zylinder gespannt. Die Einstellung des gewünschten Papierzuges erfolgt über ein handbetätigtes Drucksteuerventil, das den Druck im Belastungszyylinder an der Pendelwalze vorgibt (Abb. 14).

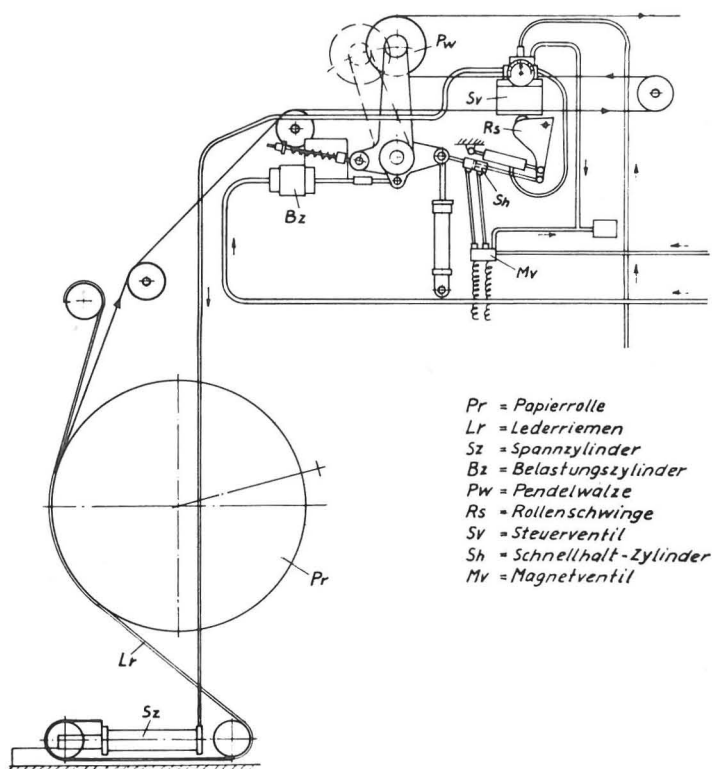


Abb. 14 Rollenlagerung mit stationären Bremsbändern (nach DBP 1 106 771)

Dieser Belastung entspricht die durch die Bandzylinder erzeugte Reibungskraft am Rollenumfang. Sinkt die Papierspannung, so verursacht der Belastungszyylinder eine Bewegung der Pendelwalze nach links. Hierdurch wird eine Rollenschwinge gegen die Feder eines Steuerventils gedrückt, so daß jetzt ein höherer Druck auf die Kolben der Bandspannzylinder wirken kann. Dadurch erhöht sich die Spannung in den Bremsbändern und infolge dessen auch die Bremskraft auf die Papierrolle. Das bedeutet wiederum, daß die Spannung in der Papierbahn wächst, worauf die Pendelwalze versucht, sich im Uhrzeigersinn zur Kompensierung des Spannungsanstiegs zu bewegen.

Läuft die Maschine mit konstanter Produktionsgeschwindigkeit, so erfolgt diese automatische Regelung ständig in entsprechend kleinen Ausschlägen. Es ist dabei allerdings zu beachten, daß mit schwindendem Rollendurchmesser auch der Umschlingungsbogen der Bremsbänder an der Rolle abnimmt. Dieser geht jedoch in Gleichung (14a) als Exponent ein. Um daher eine konstante Papierspannung über den gesamten Rollenablauf aufrecht zu erhalten, muß sich der Druck in den Bandspannzylindern allmählich erhöhen, wenn die Rolle verbraucht wird. So herrscht bei einem bestimmten Ausführungsbeispiel in dem Spannzylinder bei kleiner Papierrolle ein ungefähr doppelt so hoher Druck wie bei einer vollen Rolle. Voraussetzung hierfür ist aber, daß die Pendelwalze im Verlauf der Rollenabwicklung ständig weiter nach links auswandert. Ihre Stellung hängt also vom Durchmesser der Papierrolle ab. Dieser Zusammenhang dürfte sich nachteilig bemerkbar machen, wenn ein automatischer Rollenwechsel durchgeführt wird, weil dann beim Übergang der Spannungsregelung von der ablaufenden Bahn auf die neue Rolle die Gefahr von Spannungsschwankungen zufolge der erforderlichen Rückstellbewegung der Pendelwalze besteht.

Bei Papierspannungsreglern dieser Art sind noch zusätzlich besondere Maßnahmen für den Fall des plötzlichen Abstoppens der Rotationsmaschine zu treffen. Ähnliche Gesichtspunkte, nur mit umgekehrtem Vorzeichen für die Zusatzkraft, liegen beim Anfahren der Maschine vor. Eine konstante Papierspannung während dieser Periode ist bei Umfangsbremsen mit feststehenden Bremsbändern selbst durch besondere Steuervorrichtungen im allgemeinen jedoch nicht erreichbar, da einige nicht oder nur schwer erfaßbare Größen (z. B. Beschleunigungscharakteristika der Hauptmotore und der einzelnen Maschinenaggregate, absatzweises Hochfahren der Maschine durch den Bedienungsmann) diesen Vorgang beeinflussen.

Einen anderen Weg beschreitet eine Konstruktion, bei der ortsfeste Metallbremsbänder einmal über Federn am Gebäudeboden, zum anderen an auf einer Welle montierten Scheiben befestigt sind⁴⁰⁾, wobei diese Federn ein individuelles Einstellen der einzelnen Bandspannungen bei schlagenden und eingedrückten Rollen gestatten. Zum Spannen der Bänder dient ein Drehmomenten-Motor, der über ein Getriebe auf die Bandrollenwelle wirkt. Die Regelung der Papierspannung erfolgt über eine gewichtsbelastete Pendelwalze, mit der ein Steuerschalter verbunden ist, welcher die elektrische Spannung des Drehmomenten-Motors und damit die Spannkraft in den Bremsbändern entsprechend der Pendelwalzenstellung verändert. Besondere Steuervorrichtungen sorgen dafür, daß sich das Drehmoment des Motors beim Abstoppen der Maschine automatisch, und zwar im Verhältnis zum Grad der Verlangsamung, erhöht.

3. 4. 2. Bremsung mit umlaufendem Gurt

Die eingangs des vorhergehenden Abschnittes beschriebene Regelvorrichtung zur Konstanthaltung des Papierzuges³⁹⁾ kommt auch bei einer Rollenlagerung zur Anwendung, die an Stelle von ortsfesten Bremsbändern umlaufende, mit konstantem Übersetzungsverhältnis von der Maschine aus angetriebene Riemen besitzt. Eine Variante hierzu stellt jenes Abrollaggregat dar²⁵⁾, bei dem zwei von der Haupt-

welle der Maschine aus angetriebene Riemen mit einer gegenüber der Papierbahn etwas geringerer Geschwindigkeit umlaufen, wobei ein entsprechend der Pendelwalzenbewegung gesteuerter Elektromotor die verschwenkbar aufgehängten Tragarme des Gurttriebes hebt bzw. senkt und auf diese Weise den Papierzug durch Verändern des Umschlingungswinkels sowie der Spannkkräfte in den Riemen regelt.

3. 4. 3. Bremsung mit geschwindigkeitsgeregeltem Gurt

Beim ständigen Durchrutschen der Papierrolle unter ortsfesten Bremsbändern entsteht Reibungsenergie, die in Wärme umgesetzt wird. Dabei kann sich auch die Reibungszahl, eine für die Bremsung der Rolle charakteristische Größe, ändern. Ferner besteht die Gefahr von Beschädigungen oder Markierungen an der jeweils äußeren Lage der Papierrolle.

Der umlaufende, mechanisch angetriebene Gurt bietet aber vor allem den Vorteil, daß er zwangsläufig jeder Änderung der Maschinengeschwindigkeit folgt, worunter auch die Extremfälle des Anfahrens und der Notbremsung fallen. Letztere stellen allerdings im Hinblick auf die angestrebte Konstanz der Papierspannung an die Auslegung der Abrollung besondere Anforderungen.

Bei der bekanntesten Ausführung eines geschwindigkeitsgeregelten Gurtes ist der Gurtwalze ein in seiner Abtriebsdrehzahl stufenlos verstellbares Getriebe vorgeschaltet. Häufig handelt es sich dabei um ein P.I.V.-Getriebe. Wird dieses rein mechanisch von der Pendelwalze aus, z. B. mittels eines Kettentriebes, verstellt, so muß die Papierspannung zunächst nicht unerheblich anwachsen bzw. absinken, bis überhaupt eine Regelung stattfindet³⁶⁾. Eine ruhig stehende Pendelwalze braucht deshalb nicht unbedingt ein Beweis für eine gute Regelung und für einen konstanten Papierzug zu sein.

Dem Umstand, daß ein P.I.V.-Getriebe ein nicht unerhebliches Verstellmoment benötigt, das bei der mechanischen Zuordnung von Pendelwalze und Getriebe zu Lasten des Papierzuges geht, wurde bei einer anderen Regelvorrichtung für den Papierzug Rechnung getragen⁴¹⁾. Hier nimmt ein am P.I.V.-Getriebe angeflanschter Bremsmotor, der entsprechend der Pendelwalzenbewegung über einen Quecksilber-Kippschalter in Rechts- bzw. Linkslauf einschaltbar ist, die Verstellung vor. Um ein ständiges Steuern des Motors zu vermeiden, muß man allerdings einen gewissen Pendelbereich zulassen, in dem die Verstellvorrichtung nicht anspricht. Obwohl andererseits der Quecksilber-Kippschalter nach einem Regelausschlag den Strom zum Motor unterbricht, bevor die Pendelwalze in die Normalstellung zurückgekehrt ist, kann dieser stufenweise wirkende Regler ein Pendeln um den gewünschten Sollwert nicht gänzlich vermeiden, da keine der Störgröße und der Störgeschwindigkeit proportionale Rückstellung erfolgt.

Ein weiterer selbsttätiger Spannungsregler basiert ebenfalls auf der mechanischen Verstellung der Geschwindigkeitsrelation zwischen Maschinenwelle und Gurtwalze durch die Pendelwalze, verwendet jedoch als Variator ein stufenlos regelbares Keilriemengetriebe⁴²⁾. Dieses besteht aus ortsfest gelagerten An- und Abtriebs-scheiben und an einem Tragarm um eine Achse verschwenkbaren Zwischenscheiben, von denen bei der neuesten konstruktiven Ausbildung die Mittelscheibe

feststeht, während die miteinander verbundenen Seitenscheiben parallel zu ihrer Achse verschiebbar sind (Abb. 15).

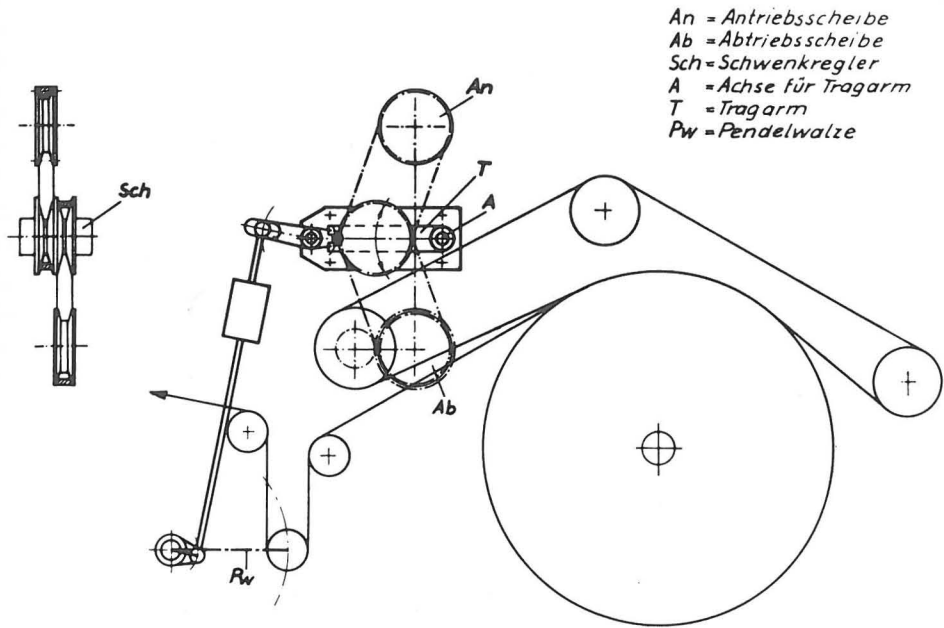


Abb. 15 Abrollung mit Schwenkregler für die Gurtgeschwindigkeit (nach 42))

Das Verschwenken des Tragarmes erfolgt über ein an der Pendelwalze angelenktes Gestänge, das über einen Hebel mit einer am freien Ende des Tragarmes angeordneten Kulissenführung zusammenarbeitet. Tritt eine Spannungsänderung in der Papierbahn auf, so bewirkt die Schwingbewegung der Pendelwalze eine Verlagerung der Schwenkreglerachse, wodurch sich der Abstand zwischen den treibenden und den getriebenen Scheibenpaaren beim einen der beiden Keilriemen vergrößert und beim anderen entsprechend verkleinert. Es ändert sich somit für beide Keilriemen der wirksame Laufradius der Kegelscheiben des Vorgeleges und damit auch die Umfangsgeschwindigkeit der Gurtwalze.

Neben den Vorteilen einfacher Bauelemente für die Regelvorrichtung sowie der übersichtlichen Arbeitsweise dürfte sich dieser Regler besonders durch sein Ansprechen auf kleine Spannungsänderungen in der Papierbahn und deren rasche Beseitigung auszeichnen, da der gesamte Regler durch ein entsprechend dimensioniertes Zusatzgewicht im Gestänge wie eine Waage ausbalanciert werden kann und zur eigentlichen Verstellung nur eine geringe Kraft benötigt wird. Wie ferner aus dem Diagramm der Drehzahländerung in Abhängigkeit vom Verstellweg hervorgeht (Abb. 16), besitzt der Schwenkregler eine lineare Regelcharakteristik.

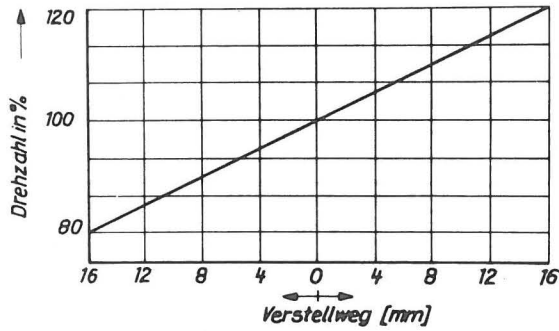
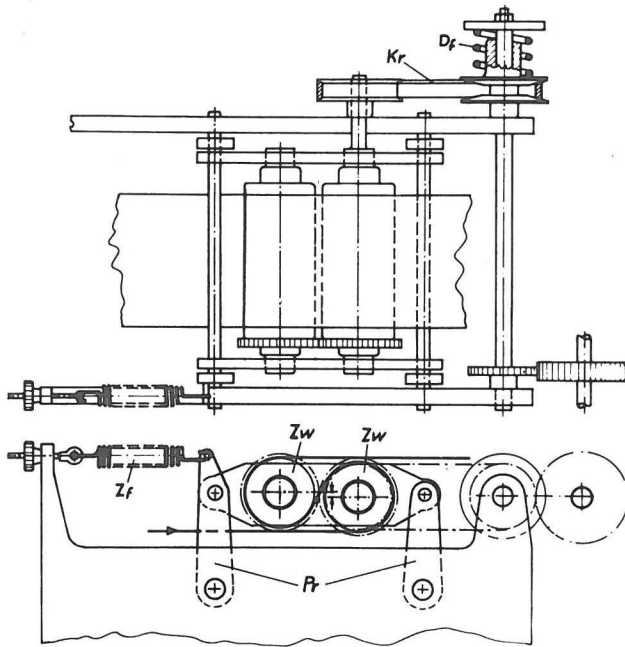


Abb. 16 Regelkurve des Schwenkreglers (nach Blatt M 3232 E, Stahlkontor Weser)

Ein anderer Bahnspannungsregler⁴³⁾ besteht aus einem S-förmig von der Papierbahn umschlungenen Zugwalzenpaar, das über ein Riemengetriebe mit selbsttätig in Abhängigkeit von der Bahnspannung veränderbarem Übersetzungsverhältnis angetrieben wird und in einem unter der Wirkung einer einstellbaren Zugfeder stehenden Pendelrahmen angeordnet ist (Abb. 17).



(amerikanische Projektion)

Zw = Zugwalze
 Zf = Zugfeder
 Pr = Pendelrahmen
 Kr = Keilriemen
 Df = Druckfeder

Abb. 17 Papierspannungsregler mit angetriebenem Zugwalzenpaar (nach DBP 1 086 246)

Am Pendelrahmen wirken drei Kräfte, nämlich die eingestellte Kraft der Zugfeder, die Spannkraft im Keilriemen, da die Druckfeder am Riemenwechselgetriebe einen größtmöglichen wirksamen Durchmesser für die verschiebbare Kegelscheibe zu schaffen sucht, und schließlich der Papierzug. Die Einstellung der Zugfeder geschieht so, daß bei normalen Laufbedingungen diese drei Kräfte im Gleichgewicht stehen. Steigt nun die Spannung in der Bahn an, so bewegt sich der Pendelrahmen mit dem Zugwalzenpaar nach rechts. Dadurch verkleinert sich der Achsabstand im Riemetrieb, wobei jetzt die Druckfeder an der Kegelscheibe ein Auflaufen des Riemens auf einen größeren wirksamen Durchmesser und damit eine Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit der Zugwalzen bewirkt. Dieser Geschwindigkeitszuwachs vermindert wiederum die Spannung in der Papierbahn. — Der umgekehrte Vorgang spielt sich ab, wenn der Papierzug unter den vorher bestimmten Wert sinkt.

Da der Achsabstand der beiden Zugwalzen fest ist, bleibt auch die Länge der Bahn zwischen zwei vor und nach der Vorrichtung liegenden Bezugspunkten bei nicht zu großen Ausschlägen des Pendelrahmens (unter Vernachlässigung zusätzlicher Dehnungen bei momentanen Spannungserhöhungen) fast exakt konstant. Diese Vorrichtung soll sich daher insbesondere für die Regelung der Bahnspannung zwischen zwei Bearbeitungsmaschinen, deren Arbeitsgänge ein genaues Übereinstimmen der Lage der Bahn erfordern, eignen.

Eine ähnlich aufgebaute, wiederum ausschließlich mechanisch arbeitende Spannungskontrollvorrichtung ⁴⁴⁾ besteht ebenfalls aus einem direkt vom Hauptantrieb der Rotationsdruckmaschine aus angetriebenen Keilriementrieb mit einer in ihrem Wirkdurchmesser veränderlichen Präzisions-Riemenscheibe. Sie besitzt jedoch eine druckluftbelastete Pendelwalze, die über ein Gestänge mit einer Riemenspannrolle verbunden ist, welche auf dem Keilriemen zwischen den beiden Riemenscheiben läuft (Abb. 18). Ein zweiter, von Hand verstellbarer Riemenspanner dient zum Vorstellen der Antriebsübersetzung.

Bei diesem Regler dürften jedoch die erforderlichen Verstellkräfte je nach Verstellrichtung unterschiedlich groß sein, da bei einer Regelung ins Schnelle die Spannrolle am Keilriemen gegen die an der verschiebbaren Scheibe des Variators wirkende Anpreßkraft arbeiten muß, während umgekehrt bei einer Regelung ins Langsame der Riemen zufolge dieser Anpreßkraft bestrebt ist, von sich aus auf den von der Spannrolle freigegebenen größeren Scheibendurchmesser aufzulaufen.

Bei einer anderen Regelvorrichtung für die Bahnspannung ⁴⁵⁾ wird das den Umfangsgut an der Papierrolle antreibende Regelgetriebe mit stetig veränderbarem Übersetzungsverhältnis (normalerweise ein P.I.V.-Getriebe) entsprechend der Abnahme des Rollendurchmessers verstellt. Man benutzt den Ausschlag des den Gurt tragenden schwenkbaren Armes als Stellgröße für das Regelgetriebe, wodurch sich ein unter fester Kontrolle verlaufender Steuerzustand ergibt. Zusätzlich ist noch für unrund gewickelte Papierrollen eine Pendelwalze als Sicherheitsorgan eingebaut. Diese wirkt ebenfalls, unabhängig von der Verstellmöglichkeit durch das Gurtpendel, auf das nämliche Regelgetriebe. Ferner kann das stufenlos regelbare Getriebe auch bei unveränderter Lage der Pendelwalze zur Einregulierung jeder

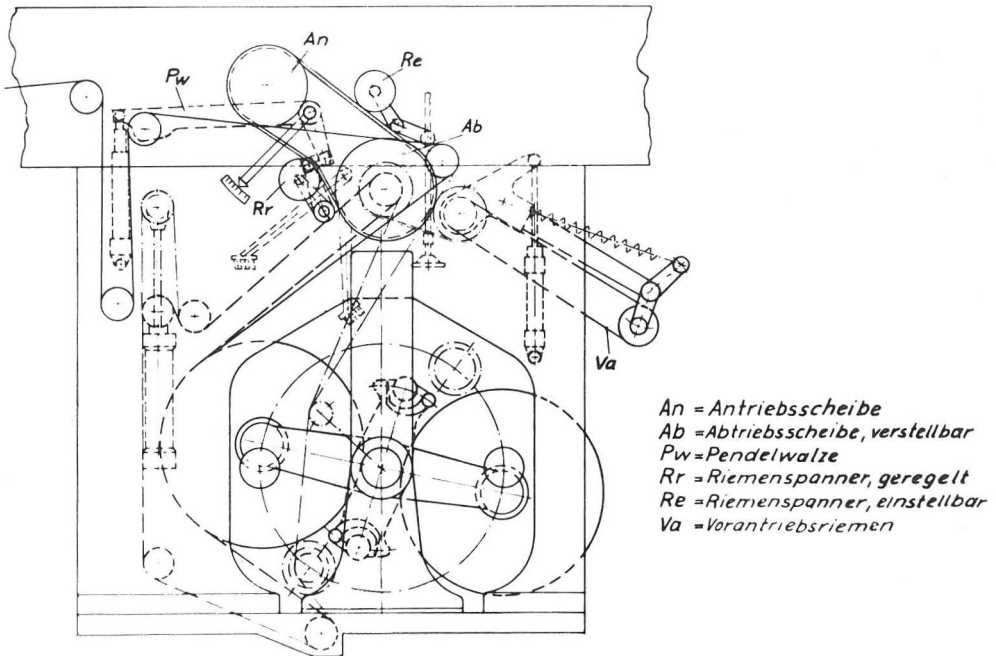


Abb. 18 Papierspannungsregler mit Keilriemen-Variator (nach 44))

gewünschten Umfangsgeschwindigkeit an der Gurtwalze und damit der entsprechenden Papierspannung verstellt werden.

Wenigstens insoweit als das P.I.V.-Getriebe seinen Verstellimpuls von der Pendelwalze erhält, sind auch bei diesem Spannungsregler die eingangs dieses Abschnittes angeführten Bedenken vorzubringen. Da zum anderen der bei einem Gurtpendel über eine getriebene Scheibe und eine Umlenkrolle zweieckförmig geführte Riemen bei gegebener Vorspannung nur eine verhältnismäßig geringe Umschlingung an der Papierrolle erreicht, dürften der Anwendung dieses Reglers bei höheren Papierzügen Grenzen gesetzt sein.

Es sind ferner geschwindigkeitsgeregelter Gurttriebe bekannt, bei denen keine mechanische Verbindung zwischen dem Maschinenantrieb und der Abrollung besteht. Beispielsweise befindet sich an der Gurtwalzenspindel ein Gleichstrommotor, der seinen Regelimpuls von einem von der Pendelwalzenbewegung beeinflussten Verstärker erhält⁴⁶⁾. Diese empfindliche und rasch arbeitende Regelvorrichtung macht andererseits einen nicht unerheblichen zusätzlichen Aufwand an elektrischen und elektronischen Mitteln erforderlich, um neben der normalen Rollenabwicklung auch das Anfahren und Abbremsen der Papierrolle bei etwa konstant bleibender Papierspannung zu beherrschen.

4. Selbsttätige Papierrollenwechsellvorrichtungen

Moderne Rollen-Rotationsmaschinen erreichen Papiergeschwindigkeiten von acht, in Einzelfällen sogar von zehn und mehr Metern pro Sekunde. Da sich nach Gleichung (5) auf einer Papierrolle mit einem Außendurchmesser von 1000 mm und einem Kerndurchmesser von 100 mm bei einer Papierstärke von 0,075 mm theoretisch ca. 10 400 Meter Papier befinden, ist diese Rolle bei einer Maschinengeschwindigkeit von 8 m/sec nach etwa 21,6 Minuten abgewickelt.

Um auch noch die letzten Nachrichten zu erfassen, möchte man, vor allem bei den großen Morgenzeitungen, den Redaktionsschluß so spät wie möglich legen; zum anderen muß der Druckbeginn wiederum so gewählt werden, daß die ersten Ausgaben noch rechtzeitig die Frühzüge und -flugzeuge erreichen. Ein mehrmaliges Anhalten der Rotationsdruckmaschine zum Rollenwechsel bedeutet deshalb, selbst wenn dieser Arbeitsgang nur wenige Minuten in Anspruch nimmt, bei einer vorgegebenen Auflagenhöhe nicht nur eine unerwünschte Verlängerung der Gesamtproduktionszeit, sondern unter Umständen auch eine Einbuße an Aktualität. Zusätzlich ist mit einer höheren Makulaturquote zu rechnen, da sich beim Abstoppen und Hochfahren der Maschine Druck-, Schnitt- und Falzdifferenzen nicht gänzlich vermeiden lassen. Zudem kann eine bei Maschinenstillstand von Hand erzeugte Klebestelle im allgemeinen die Zusatzkräfte, die beim Beschleunigen der Rotation auftreten, nicht übertragen; solche Klebestellen müssen daher mit der langsamen „Papiereinziehgeschwindigkeit“ von etwa 6 bis 8 m/min durch die Druckeinheiten bis zum Falzwerk laufen.

Aus diesen Gründen rüstete man schon vor Jahrzehnten die Rollen-Hochdruckmaschinen mit zwei- oder dreiarmligen Papierrollenträgern, den sogenannten Rollensternen aus, um während des Abwickelns der einen Rolle bereits die nächste in Tragkonen aufnehmen und für die Anklebung vorbereiten zu können. Erst die Entwicklung von selbsttätigen Rollenwechsellvorrichtungen hat jedoch die Voraussetzungen für einen kontinuierlichen Produktionsablauf bei sparsamem Papierverbrauch geschaffen.

Bei den Rollen-Tiefdruckmaschinen sprechen wiederum andere Überlegungen für den Einsatz von Rollenwechselautomaten. Hier liegen zwar, von Ausnahmen abgesehen, die Laufgeschwindigkeiten teilweise erheblich unter denen der Hochdruckmaschinen; dagegen drucken aber diese Maschinen im Mehrschichtbetrieb oft tage-, ja wochenlang an einer einzigen Auflage. Zuverlässige Anklebevorrichtungen können also die Herstellungszeit einer Zeitschrift, eines Kataloges usw. um Stunden verkürzen. Bei diesen Großauflagen handelt es sich weiterhin fast ausschließlich um Mehrfarbenarbeiten mit hohen Anforderungen an die Registergenauigkeit. Ferner befinden sich vergleichsweise in den Rollen-Tiefdruckmaschinen erheblich mehr Meter Papier unterwegs als in den Hochdruck-Rotationen, wobei noch das Tiefdruckpapier wegen seiner besseren Qualität entsprechend teurer ist als Zeitungspapier. Zeit- und Makulaturersparnis haben daher auch bei den Tiefdruck-Rotationsmaschinen ihre große Bedeutung.

4. 1. Ablauf eines selbsttätigen Papierrollenwechsels

Im Prinzip besteht eine Papierrollenlagerung aus zwei auf ihrer Tragspindel unabhängig voneinander verschieb- und festsetzbaren zwei- oder dreiarmligen Sternen mit Tragkonen zur spindellosen Aufnahme der Papierrollen, einer motorischen Verschiebevorrichtung für die Rollensternspindel zum Einstellen des seitlichen Registers der Papierbahn, einer motorischen Drehvorrichtung für den Rollenstern und einem Papierrollenantrieb mit Spannungsregler (Abb. 19).

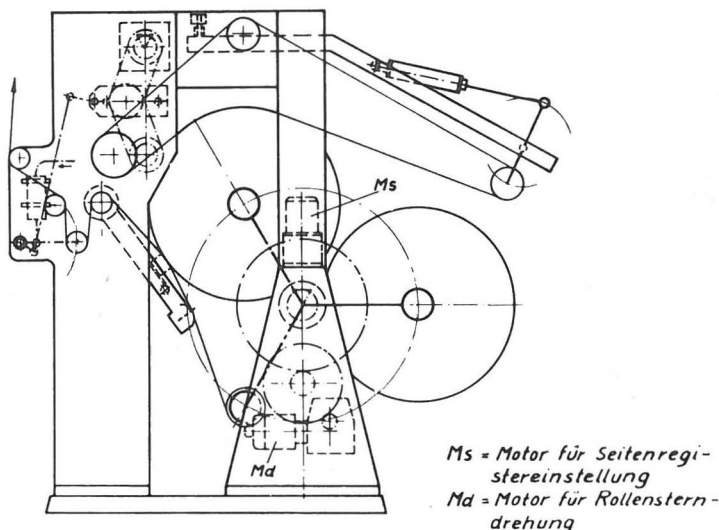


Abb. 19 Rollenstern mit selbsttätiger Papierrollenwechsellvorrichtung

Die hierzu entwickelten selbsttätigen Rollenwechsellvorrichtungen weisen zum Teil recht unterschiedliche Lösungen für die einzelnen technischen Probleme auf. Bei allen läuft jedoch der Anklebevorgang in groben Zügen wie folgt ab:

Von der zwischen die Tragkonen gespannten Papierrolle werden die Schutzumhüllung und die beim Transport beschädigten äußeren Papierlagen entfernt. Nach dem Glattstreichen des Papiers befestigt man den beschnittenen oder sauber zugerissenen Rollenanfang mittels Klebestreifen auf der nächstunteren Papierlage. Für das Zuschneiden der Klebspitze, das meist an einer vorbestimmten Stelle erfolgen muß, und für das Auftragen des Klebstoffes sind dabei die von den Herstellern der Anklebevorrichtungen herausgegebenen Anweisungen zu beachten. Erreicht nun die ablaufende Papierrolle den für den Beginn des Rollenwechsels gewünschten Durchmesser, so wird, selbsttätig oder über Druckknopfsteuerung, die motorische Verdrehung der Rollenlagerung in die Anklebestellung eingeleitet. Eine Kontaktvorrichtung unterbricht diese Bewegung, wenn sich die neue Rolle in der Nähe der ablaufenden Bahn befindet.

In der Zwischenzeit erfolgt das Beschleunigen der anzuklebenden Papierrolle. Nach

dem Synchronisieren der Rollenumfangs- mit der Bahngeschwindigkeit drückt im geeigneten Zeitpunkt eine in einem schwenkbaren Rahmen gelagerte Bürste die von der Restrolle kommende Bahn gegen die Ersatzrolle und verbindet im weiteren Verlauf der Rollendrehung die beiden Bahnen, wobei sich der festgeheftete Rollenanfang von der nächstfolgenden Papierlage der Rolle losreißt. Anschließend schneidet ein Trennmesser die Papierbahn der auslaufenden Rolle ab.

4. 2. Über die Bedingungen für den selbsttätigen Rollenwechsel

Von der Aufgabe und den auftretenden Einflüssen her sind bestimmte Forderungen an eine automatisch arbeitende Anklebevorrichtung für Papierrollen zu stellen, die bei den verschiedensten Ausführungen beachtet und möglichst weitgehend verwirklicht werden müssen, damit die Rollenwechselvorrichtung die an sie gestellten Erwartungen, vor allem hinsichtlich der erhofften Einsparungen an Zeit und Makulatur, in der Praxis auch erfüllen kann⁴⁷⁾.

4. 2. 1. Ankleben bei maximaler Produktionsgeschwindigkeit der Maschine

Da jede Reduzierung der Maschinengeschwindigkeit die Gefahr von Spannungsschwankungen in der Papierbahn und damit auch von Registerdifferenzen im Druck in sich birgt, sollte der Rollenwechsel bei unverminderter Produktionsgeschwindigkeit der Rotationsmaschine durchgeführt werden.

Für das eigentliche Ankleben, nämlich das Anpressen der Klebebürste und das Verbinden der auslaufenden Papierbahn mit dem Anfang der neuen Rolle, steht bestenfalls eine volle Umdrehung der Rolle zur Verfügung. Dies bedeutet bei einem Rollendurchmesser von 1000 mm und einer Bahngeschwindigkeit von 8 m/sec, daß dieser Arbeitsgang in weniger als 0,4 Sekunden ablaufen muß.

Daraus ergibt sich zunächst die Forderung, die elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen Steuer- und Schaltorgane der Rollenwechselvorrichtung für geringe Ansprechzeiten bei hoher Funktionssicherheit auszulegen. Ferner kann bei diesen Geschwindigkeiten nur der vollautomatische und zwangsläufige Ablauf aller Funktionen eine sichere Klebung gewährleisten. Die einzelnen Schaltvorgänge sollten dabei so gegeneinander verriegelt sein, daß der nächstfolgende Arbeitsgang erst einsetzt, wenn der vorhergehende positiv abgelaufen ist. So muß z. B. die ablaufende Papierbahn immer etwa um die gleiche Wegstrecke vor der Leimstelle an die anzuklebende Ersatzrolle gedrückt werden; das Trennmesser darf nur dann die von der Restrolle kommende Bahn abschneiden, wenn vorher die Klebebürste gearbeitet hat; das Kommando „Rollensternndrehung“ muß gesperrt bleiben (auch bei Betätigung des betreffenden Druckknopfes), solange sich der Rollenstern in Klebestellung befindet, der Rollenwechselvorgang jedoch noch nicht beendet ist. Der wirtschaftliche Einsatz selbsttätiger Anklebevorrichtungen hängt entscheidend von ihrer Betriebssicherheit ab³⁰⁾. Ein Versager bei hohen Anklebe- und Geschwindigkeiten verursacht einen spürbaren Zeitverlust und unproduktiven Maschinenstillstand, da neben dem Papierbruch meist auch Wickler in den Druckeinheiten oder Stopfer im Falzwerk auftreten, öfters sogar andere Papierbahnen, die mit in die Maschine einlaufen, ebenfalls reißen. Die Forderung, daß, einschließlich der Ver-

sager infolge menschlicher Unzulänglichkeiten beim Vorbereiten der Klebestelle und einschließlich der als unmittelbare Folge des Rollenwechsels auftretenden Papierbrüche, mehr als 95% aller Anklebungen einwandfrei verlaufen müssen, wenn die Rollenwechselvorrichtung wirtschaftlich arbeiten soll, gibt einen guten Anhaltspunkt für ihre allgemeine Beurteilung.

Anklebevorrichtungen, die den Rollenwechsel bei voller Produktionsgeschwindigkeit erlauben, erfordern ferner eigene Anwerfaggregate zum Beschleunigen der neuen Papierrolle. Wird nämlich beim manuellen Anwerfen der Rolle eine wenigstens grobe Übereinstimmung der Rollenumfangs- mit der Gurtgeschwindigkeit nicht erreicht, so treten Verschiebungen in der äußersten, nur mittels einiger Klebestreifen auf der nächsten Windung festgehaltenen Lage der Rolle und als Folge davon Beschädigungen der vorbereiteten Klebestelle bzw. Einrisse im Papier auf.

4. 2. 2. Konstanthalten der Papierspannung während des Klebevorganges

Der mit dem Verdrehen des Rollensterns in die Klebestellung beginnende Gesamt Ablauf eines Rollenwechsels dauert, wenn er ohne Unterbrechung durchgeführt wird, je nach Anklebesystem etwa zwischen 20 und 90 Sekunden. In einer angenommenen Klebezeit von 40 Sekunden produziert nun eine Rotationsmaschine, die bei einem Formatumfang von 1000 mm mit einer Papiergeschwindigkeit von 8 m/sec läuft, 320 Exemplare in einfacher bzw. 640 Exemplare in doppelter Produktion. Diese und weitere Exemplare fallen — besonders beim Mehrfarbendruck — als Makulatur an, wenn es nicht gelingt, während der Anklebeperiode die Papierspannung wenigstens einigermaßen konstant zu halten.

Die Erfüllung dieser Forderung ist nun aus mehreren Gründen erschwert. Zunächst verläßt bei der Mehrzahl der bekannten Rollenlagerungen mit Umfangsbremmung die Restrolle zu Beginn des Klebevorganges den Antriebsgurt. Beeinflußt dabei die Pendelwalze weiterhin das Regelgetriebe für die Riemengeschwindigkeit, so wirken sich Spannungsschwankungen in der ablaufenden Bahn als Änderungen in der Umfangsgeschwindigkeit der im weiteren Verlauf der Rollensternndrehung in den Arbeitsbereich des Gurtes eingeschwenkten Ersatzrolle aus. Diese Abhängigkeit ist andererseits zur Synchronisierung der Rollenumfangs- mit der Bahngeschwindigkeit erwünscht. Es kommt demnach darauf an, der Pendelwalze durch entsprechende Bremsung der zu Ende gehenden Rolle eine Stellung zuzuordnen, bei der beide Geschwindigkeiten übereinstimmen. Geschwindigkeitsdifferenzen beim eigentlichen Verbindungsvorgang führen zu Schiebungen in der Klebestelle und eventuell zu einem Versagen der Rollenwechselvorrichtung; jedenfalls müssen sie nach dem Rollenwechsel unter Inkaufnahme von Registerschwankungen ausgeregelt werden.

Das Bremsen der nicht mehr unter dem Einfluß des Riemetriebes stehenden Restrolle über einen ihrer umlaufenden Tragkonen muß so erfolgen, daß sich der Papierzug während des Drehens der Rollenlagerung möglichst nicht ändert. Dies ist jedoch nur gewährleistet, wenn das Bremsmoment mit zunehmend schwingendem Rollendurchmesser nach vorgegebenen Gesetzmäßigkeiten stetig abnimmt. Erschwerend wirkt sich dabei aus, daß sich im ersten Teil des Rollenwechselvor-

ganges eine Komponente der Drehgeschwindigkeit des Rollensternes der Laufgeschwindigkeit der Papierbahn positiv überlagert, wodurch von der Rolle pro Zeiteinheit etwas weniger Papier gefordert wird als bei stillstehender Rollenlagerung. Von einer bestimmten Stelle an verläuft diese Bewegung jedoch entgegengesetzt; entsprechend steigt dann auch, bezogen auf gleiche Zeiten, der Papierkonsum an der Restrolle geringfügig an.

4.2.3. Kontinuierliche Klebefolge und minimaler Rollenrest

Die vorausgehenden Überlegungen haben gezeigt, daß die Forderung, die Papierspannung während des selbsttätigen Rollenwechsels konstant zu halten, komplexe Probleme aufwirft. Aus dieser Tatsache ergibt sich die weitere Bedingung, den gesamten Klebevorgang in der kürzestmöglichen Zeit durchzuführen. Dabei ist jedoch gleichzeitig sicherzustellen, daß aus Ersparnisgründen nach dem Ankleben auf der zu Ende gegangenen Papierrolle ein minimaler Rest als Makulatur verbleibt, und zwar bei allen vorkommenden Produktionsgeschwindigkeiten.

Wird nun der Anklebevorgang bei einem vorbestimmten, jedoch stets gleichen Durchmesser der Restrolle ausgelöst, dann ist dieser Durchmesser so zu wählen, daß auch bei maximaler Produktionsgeschwindigkeit noch ein genügend großer Papiervorrat zum Durchstehen des Rollenwechsellvorganges verfügbar bleibt. Ein kontinuierlicher Ablauf aller Funktionen und zusätzlich ein minimaler Rollenrest lassen sich folglich nur bei dieser einen Geschwindigkeit erreichen. Im Normalfall erfolgt daher der Rollenwechsel bei Anklebevorrichtungen dieser Art in zwei Schritten: Die sogenannte Startautomatik leitet bei einem ersten fixen Restrollendurchmesser die Verdrehung des Rollensternes in die Anklebestellung ein. Dort verharrt die Rollenlagerung, bis die Restrolle auf einen zweiten vorbestimmten Durchmesser abgelaufen ist, bei dem die Steuervorrichtung nochmals anspricht, worauf dann unmittelbar der eigentliche Verbindungsvorgang einsetzt. Somit befindet sich der Rollenstern je nach vorliegender Papiergeschwindigkeit mehr oder weniger lang in „Wartestellung“, d. h. die Gesamtdauer des Anklebeprozesses variiert entsprechend der Laufgeschwindigkeit der Maschine.

Der Nachteil eines in zwei Etappen durchgeführten Rollenwechsels liegt vor allem darin, daß sich bei einem länger als nötig dauernden Klebevorgang die Anzahl von Fehldrucken fühlbar erhöhen kann. Unterschiedlich lange Gesamtklebezeiten bei gleichzeitiger Einhaltung eines möglichst kleinen Rollenrestes nach Beendigung des Rollenwechsels werden jedoch vermieden, wenn man den Klebeablauf bei einem Durchmesser der auslaufenden Rolle startet, der von der Drehzahl und vom Formatumfang der Maschine, also von der Laufgeschwindigkeit abhängig ist. Das erfordert allerdings, die Rollensterndrehung bei höherer Maschinengeschwindigkeit bei einem entsprechend größeren, und umgekehrt bei niedrigerer Geschwindigkeit bei einem entsprechend kleineren Durchmesser der Restrolle einzuleiten.

4.2.4. Kurzes Schnittende nach der Klebestelle

Selbsttätige Rollenwechsellvorrichtungen an Zeitungs- und Zeitschriften-Rotationsmaschinen stellen überlappte Klebungen her. Dabei ist die Länge des nach der

eigentlichen Klebestelle anfallenden Endes der abgelaufenen Papierbahn von erheblicher Wichtigkeit. Ein langes Schwanzstück gibt nämlich immer wieder Anlaß zu Papierbrüchen in der Maschine. Es wird z. B. in den Trockeneinrichtungen der Tiefdruckmaschinen von der Blasluft erfaßt, umhergewirbelt und gegen die Düsen und Kanten der Trockenhaube geschleudert. Ein langes Klebeende läuft auch, besonders bei schmalen Papiersträngen, nicht so willig über die Wendestangen vor dem Falzwerk.

Ein bei allen Laufgeschwindigkeiten möglichst kurzes Schnittende wird erreicht, wenn man die für die Länge des Schwanzstückes verantwortliche Aufeinanderfolge von Klebebürste und Trennmesser nicht zeit-, sondern wegababhängig steuert. Bei einer immer um ein vorbestimmtes Zeitintervall nach dem Anpressen der Klebebürste betätigten Schneidvorrichtung lassen sich nämlich nur für eine einzige Maschinengeschwindigkeit optimale Verhältnisse, d. h. ein möglichst kurzes Klebeende vorherbestimmen, es sei denn, dieser Zeitfaktor wird der jeweiligen Produktionsgeschwindigkeit angepaßt. Erfolgt hingegen das Auslösen des Trennmessers beispielsweise dann, wenn sich die Ersatzrolle um einen bestimmten Betrag gegenüber der Leimstelle weitergedreht hat, so genügt ein einmaliges Einstellen der betreffenden Steuervorrichtung, um bei allen Maschinengeschwindigkeiten ein stets etwa gleich langes Schwanzstück zu erzielen, das dann so kurz gehalten werden kann, wie es sich technisch vertreten läßt.

4. 2. 5. Sonstige Forderungen

Einige zusätzliche Bedingungen seien noch genannt, wenngleich diesen keine so große Bedeutung zukommt, wie den bereits erwähnten. Die Durchmesser der von den Papierfabriken angelieferten Papierrollen schwanken innerhalb bestimmter Grenzen. Durch Transportschäden bedingt, muß bei der einen Rolle ein größerer Abriß an den äußeren Lagen vorgenommen werden als bei einer anderen. Ferner sollen auch bereits bei einer vorausgegangenen Produktion teilweise abgewickelte Rollen bei der nächsten Auflage nochmals automatisch angeklebt werden können. Diese Variabilität im Ausgangsdurchmesser der Ersatzrollen ist somit bei der Konstruktion der Rollenwechsellvorrichtung zu berücksichtigen, ohne daß darunter die Betriebssicherheit der Anlage leidet, noch irgendwelche Justierungen erforderlich werden.

Wie eigene Versuche erwiesen haben, vermindern die notwendigen Aussparungen in der Leimauftragung an den Laufstellen der am Umfang der Ersatzrolle wirksam werdenden Riemen die von einer über die ganze Bahnbreite durchgehend verlaufenden Klebstelle übertragbare Zugkraft erheblich. Da nach dem Längsschneiden der Bahn vor den Wendeeinrichtungen des Falzwerkes jeder Einzelstrang seinen Anteil an der Klebestelle braucht, kann es unter Umständen von Vorteil sein, an Stelle eines breiten Gurtes mehrere schmale Riemen vorzusehen oder sogar eine besondere Vorrichtung einzubauen, die diese „Taschen“ überklebt.

4. 3. Merkmale einiger bekannter Rollenwechsellvorrichtungen

Diese Untersuchung befaßt sich nicht mit den sogenannten manuellen Anklebevor-

richtungen, bei denen etwa der die Klebebürste und das Trennmesser tragende Schwenkrahmen von Hand in die Klebeposition gebracht und das Anpressen der Klebebürste sowie das Abschneiden der von der Restrolle ablaufenden Papierbahn vom Bedienungsmann ausgelöst werden müssen, da bei diesen der Rollenwechsel im allgemeinen nur bei erheblich reduzierter Maschinengeschwindigkeit durchzuführen ist, wobei das Gelingen der Klebung und die Länge des Reststückes entscheidend von der Geschicklichkeit des Bedienungspersonals abhängen.

Demgegenüber läuft bei den automatisch und vollautomatisch arbeitenden Rollenwechselvorrichtungen der gesamte Klebevorgang selbsttätig ab. Diese beiden Ausführungen unterscheiden sich nur darin, daß einmal der einleitende Steuerimpuls durch Betätigen eines Druckknopfes, beim Vollautomaten dagegen durch eine besondere selbsttätige Startvorrichtung ausgelöst wird.

Fast jeder Hersteller von Rollen-Rotationsmaschinen hat seine eigenen Anklebevorrichtungen entwickelt und diese im Laufe der Jahre weiter vervollkommen. Die verschiedenen Konstruktionen weisen für einzelne Aufgaben verwandte Lösungen auf. Es genügt daher, die wichtigsten Unterscheidungsmerkmale herauszustellen.

4.3.1. Startautomatik

Bei nahezu allen bekannten vollautomatischen Rollenwechselvorrichtungen wird der mit der selbsttätigen Drehung des Rollensterns in die Anklebestellung zum Bereitstellen der neuen Rolle beginnende Funktionsablauf eingeleitet, wenn die zu Ende gehende Papierrolle einen vorbestimmten, bei allen Papiergeschwindigkeiten gleichen Durchmesser erreicht.

Dieser gewünschte Rollendurchmesser läßt sich beispielsweise durch einen Vergleich der Rollen- mit der Maschinendrehzahl mittels elektrischer Tacho-Generatoren bestimmen. Im einen Fall sorgen geeignete Antriebsuntersetzungen dafür, daß die Drehzahlgeber zu Beginn des Rollenwechsels mit etwa gleicher Geschwindigkeit laufen, wobei Potentiometer und Widerstände dazu dienen, eine Spannungsdifferenz einzustellen, damit dann das den Steuerimpuls auslösende Differentialrelais anspricht⁴⁸⁾. Bei einer anderen Ausführung⁴⁹⁾ sind die zwei Tachogeber durch einen Vorwiderstand im Stromkreis des Maschinentachos so aufeinander abgestimmt und über ein polarisiertes Relais gegeneinandergeschaltet, daß bei Erreichen des gewählten Restrollendurchmessers in den beiden Stromkreisen Spannungsgleichheit eintritt, wodurch das den Verdrehmotor des Rollensterns einschaltende polarisierte Relais ausfällt (Abb. 20).

Der selbsttätige Rollenwechsel kann auch durch eine optisch reagierende Steuervorrichtung gestartet werden. Ordnet man z. B. eine Lichtquelle und eine lichtempfindliche Zelle gegenüberliegend auf beiden Seiten der Papierrolle an⁵⁰⁾, so schirmt die schwindende Rolle den vom Lichtsender ausgehenden gebündelten Lichtstrahl so lange ab, bis sich diese auf einen Rest von bestimmtem Durchmesser vermindert hat. Der dann auf die lichtempfindliche Zelle auftreffende Lichtstrahl bewirkt das Einschalten der die dreiarmlige Rollenlagerung drehenden Antriebsvorrichtung. An Stelle beidseitig der Papierrolle angebrachter Lichtstrahler und -empfänger benutzt eine neuere Rollenwechselvorrichtung eine Reflexionsfotозelle, welche die ablaufende Rolle stirnseitig abtastet⁵¹⁾.

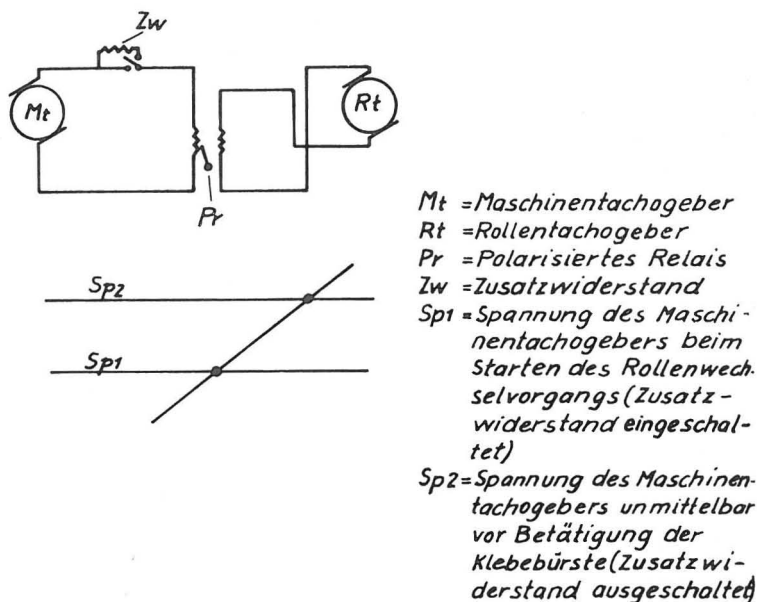


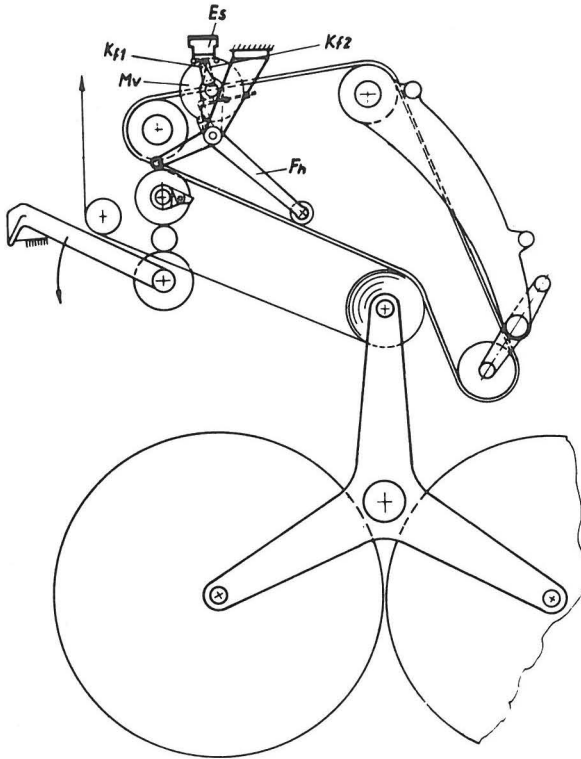
Abb. 20 Startautomatik mittels Drehzahlvergleich (nach DAS 1047 795)

Eine andere Ausführung⁵²⁾ verwendet einen elektrischen Endschalter, dessen an der Rollenstirnseite anliegender Fühler den gewünschten Steuerimpuls auslöst, sobald die Papierrolle bis zum eingestellten Durchmesser abgelaufen ist.

Da bei diesen Systemen der selbsttätige Rollenwechsel unabhängig von der Laufgeschwindigkeit immer beim gleichen Restrollendurchmesser gestartet wird, ist dieser Durchmesser für die Höchstgeschwindigkeit zu bemessen. Würde nun ein bei einer beliebigen Maschinengeschwindigkeit ausgelöster Anklebeprozess in gleicher Zeit ablaufen, so wäre der nach dem Verbindungsvorgang als Abfall verbleibende Rollenrest für jede dieser Geschwindigkeiten verschieden. Will man diesen Nachteil vermeiden, dann muß der Rollenstern vergleichsweise längere Zeit in seiner Anklebestellung verharren, bis der eigentliche Verbindungsvorgang mit Steuerung der Anklebebürste und des Trennmessers einsetzen kann. Dabei besteht die Möglichkeit von Registerschwankungen und Fehldrücken. Insbesondere wird dann für das Betätigen von Bürste und Messer ein zweiter Drehzahl- bzw. Spannungsvergleich, d. h. der Einbau eines weiteren Differentialrelais⁴⁸⁾, eines im Stromkreis des Maschinentachos ab- und zuschaltbaren Vorwiderstandes bzw. eines zweiten Maschinentachos⁴⁹⁾ oder eine zweite Abtastvorrichtung erforderlich. Lediglich dann, wenn man den selbsttätigen Rollenwechsel auf eine stets gleiche Maschinengeschwindigkeit beschränkt, kann auf diesen zweiten Arbeitsgang zum Erzielen jeweils gleichbleibender Rollenreste verzichtet werden.

Diese Überlegungen gelten auch für eine weitere Anklebevorrichtung, die verfahrensmäßig so arbeitet, daß, nachdem die Papierrolle den gewählten Durchmesser

erreicht hat, noch eine vorbestimmte Bahnlänge von ihr abgewickelt wird, bevor der eigentliche Verbindungsvorgang erfolgt⁵³). In einem Konstruktionsbeispiel (Abb. 21) liegt auf der Innenfläche des die Papierrolle an ihrem Umfang antrei-



Fh = Fühlhebel
Mv = Meßvorrichtung
Kf1 = Kontaktfinger für Ein-
 leitung der Rollenstern-
 drehung
Kf2 = Kontaktfinger zur Betäti-
 gung der Klebebürste
Es = Endschalter

Abb. 21 Rollenwechsellvorrichtung mit Meßrolle
 zur Bestimmung der Länge der von der Restrolle abgewickelten Bahn (nach DBP 1 081 901)

den Riemens über eine Tastrolle ein Fühlhebel auf, der bei schwindendem Rollendurchmesser eine Schwingbewegung ausführt. Wenn sich nun die Papierrolle bis auf einen bestimmten Durchmesser verringert hat, senkt dieser Fühlhebel eine Meßvorrichtung auf eine mit der Gurtwalze umlaufende Scheibe ab. Beim Anstellen der Meßvorrichtung, die aus einer den Steg eines Umlaufrädergetriebes bildenden Meßrolle mit in ihrem Innern angeordnetem Untersetzungsgetriebe besteht, wird außerdem über einen Kontaktfinger, der einen Endschalter drückt, das Verschwenken der

Rollenlagerung in die Anklebestellung sowie anschließend das Anstellen des die Klebebürste und das Trennmesser tragenden Rahmens in die Bereitschaftsstellung eingeleitet. Der vorbestimmten Anzahl der Umdrehungen der Meßrolle entspricht eine definierte Bahnlänge. Ist diese erreicht, so drückt ein weiterer Kontaktnocken den Endschalter für die Betätigung von Bürste und Messer.

Eine neuerdings bekannt gewordene vollautomatische Rollenwechsellvorrichtung⁵⁴⁾ führt zwar normalerweise den Anklebevorgang ebenfalls in zwei Stufen durch, versucht jedoch andererseits die Tatsache zu berücksichtigen, daß bei gleichbleibender Zeit für die Rollensternbewegung, das Beschleunigen der anzuklebenden Papierrolle und das Bereitstellen des Schwenkrahmens mit Bürste und Messer der Rollendurchmesser um so mehr abnimmt, je schneller die Bahn läuft. Es wird daher vorgeschlagen, diesen ersten Arbeitsgang bei einem Durchmesser der auslaufenden Papierrolle einzuleiten, der letztlich der eingestellten Maschinengeschwindigkeit angenähert linearproportional ist. Nach Ablauf einer vorgegebenen Zeit sei dann an der zu Ende gehenden Rolle ein bestimmter, von der Papiergeschwindigkeit unabhängiger Durchmesser vorhanden, bei dem nun das Verbinden der beiden Bahnen stattfinden könne.

Bei dieser Startautomatik wird die Geschwindigkeit der Papierbahn durch einen Tachogenerator gemessen, die Winkelgeschwindigkeit der Papierrolle durch einen mit dem Tragkonus umlaufenden Exzenter, der zwei Kontakte betätigt. Entsprechend der in der Beschreibung dieser Vorrichtung durchgeführten mathematischen Untersuchung soll der Schaltungsteil, der die beiden Geschwindigkeiten vergleicht, den Steuerimpuls für den Beginn des ersten Arbeitsganges bei einem Durchmesser $d_1 \approx C_1 \cdot C_2 \cdot v$ (mit d_1 = Rollendurchmesser, v = Maschinengeschwindigkeit, C_1 und C_2 = Umrechnungskonstanten) der ablaufenden Rolle auslösen.

Demgegenüber weisen jedoch die bei der Untersuchung der theoretischen Zusammenhänge abgeleiteten Gleichungen (8) und (8b) aus, daß beim Abwickeln einer Papierrolle zwischen den genannten Größen keine lineare Abhängigkeit besteht. Ferner darf bei der Ermittlung der relativ kleinen Durchmesser zu Beginn des Klebeablaufes der Kerndurchmesser der Papierrolle nicht mehr vernachlässigt werden.

Eine Steuervorrichtung, die nach dem Prinzip eines linearen Zusammenhanges zwischen Rollendurchmesser und Maschinengeschwindigkeit arbeitet, kann daher die gestellte Forderung nach gleichen Enddurchmessern bei unterschiedlichen Bahngeschwindigkeiten und vorgegebener konstanter Operationszeit nicht erfüllen. Um stets minimale Rollenreste zu erzielen, sind, wie sich leicht nachweisen läßt, bei einer derartigen Startautomatik von einer bestimmten Maschinengeschwindigkeit an die Gesamtklebezeiten sogar größer als bei jenen, die den selbsttätigen Rollenwechsel unabhängig von der Laufgeschwindigkeit bei einem fixen Durchmesser der zu Ende gehenden Papierrolle auslösen. Da die gespeicherte Bahnlänge bei doppelt so großem Durchmesser der Papierrolle wesentlich mehr als das Doppelte beträgt (bei einer bis ins Zentrum gewickelten Papierrolle würde die Bahnlänge auf das Vierfache anwachsen), kann diese auch bei verdoppelter Laufgeschwindigkeit nicht in gleicher Zeit abgewickelt werden.

4.3.2. Beschleunigen und Synchronisieren der Ersatzrolle

Das Beschleunigen der neuen Papierrolle vom Stillstand auf die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit geschieht teilweise durch separate Antriebsvorrichtungen unterschiedlicher Bauart. Bei der einen Ausführung⁵⁵⁾ wird ein schwenkbar gelagerter Riementrieb durch einen Hydraulik- oder Pneumatikzylinder mit der Oberfläche der anzuklebenden Papierrolle in Kontakt gebracht, wenn der Rollenstern die Anklebestellung erreicht hat (Abb. 22).

Tachometergeneratoren, von denen der eine seinen Antrieb vom Falzwerk, der andere vom Motor für den Beschleunigungsgurt erhält, liefern der Geschwindigkeit

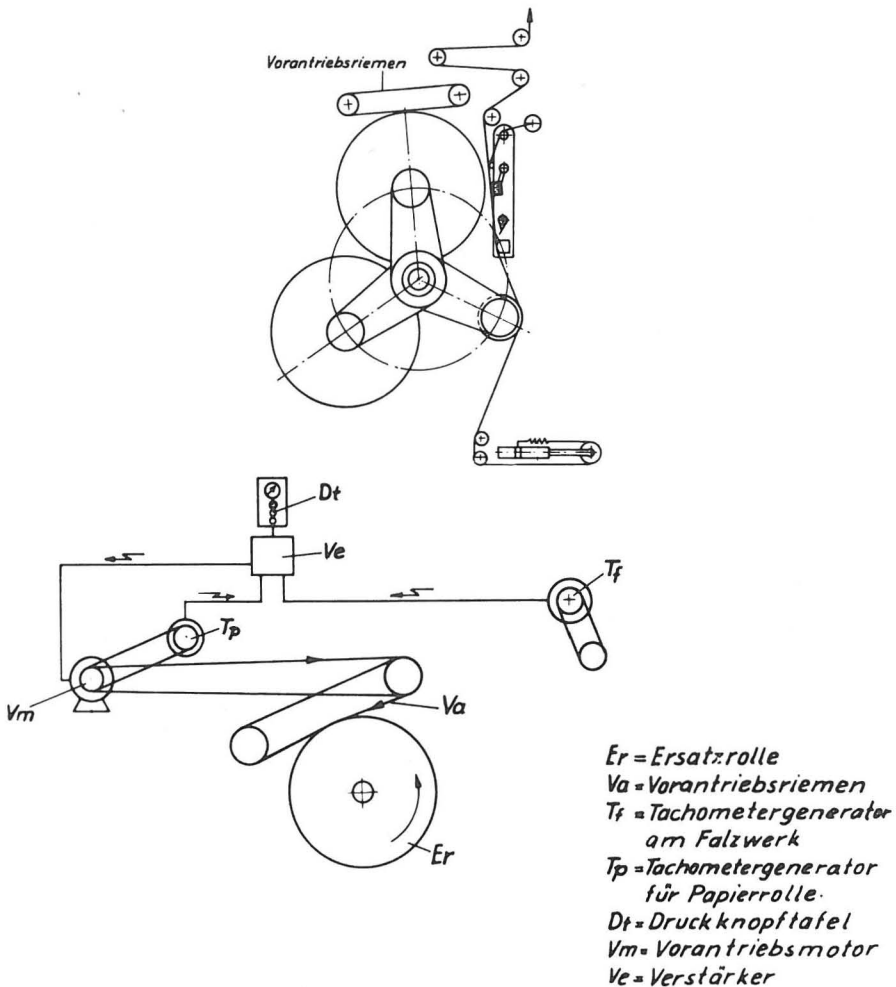


Abb. 22 Abrollaggregat mit Vorantrieb durch separaten Gurt (nach 55))

der laufenden Papierbahn und der Umfangsgeschwindigkeit der Ersatzrolle verhältnismäßige Meßwerte an einen Verstärker, der diese vergleicht und einen der Größe ihrer Differenz proportionalen und vorzeichenrichtigen Steuerimpuls auf den mit dem Vorantriebsgurt gekuppelten Elektromotor gibt. Auf diese Weise wird die Synchronisation der beiden Geschwindigkeiten herbeigeführt und aufrechterhalten.

Anstelle eines Beschleunigungsriemens verwendet eine andere Papierrollenwechselforrichtung ein Aluminiumrad von ca. 300 mm Durchmesser und 100 mm Breite⁵⁶⁾. Das Beschleunigungsrad ist mit einem, zur Erhöhung der Lebensdauer mit Neoprene verstärkten, synthetischen Schwammgummibelag mit gewellter Lauffläche bezogen⁵⁷⁾ (Abb. 23). Dadurch kann es der Rollenoberfläche folgen, auch wenn diese Eindellungen aufweist. Ferner soll diese Oberflächenform ein Lockern bzw. Zusammenschieben oder Losewerden der äußersten Papierlage verhindern. — Zu Beginn des Anklebevorganges wird das in einem schwenkbaren Arm etwa senkrecht über dem Rollenzentrum gelagerte Beschleunigungsrad durch einen pneumatischen Zylinder gegen die neue Rolle gedrückt und bringt dann, von einem Elektromotor angetrieben, die Ersatzrolle langsam auf die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit.

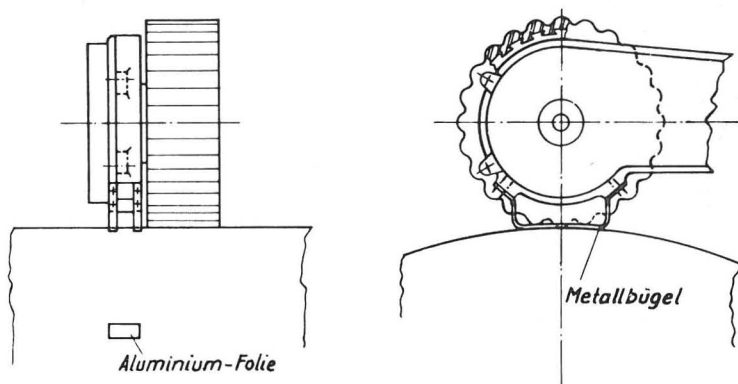


Abb. 23 Beschleunigungsrad für Ersatzrolle (nach 56))

Bei Rollenwechselforrichtungen dieser Art, bei denen die Restrolle durch meist feststehende spannbare Flachriemen an ihrem Umfang gebremst und die neue Rolle vor dem Ankleben durch eine eigene, an ihrem Umfang angreifende Antriebsvorrichtung auf die Geschwindigkeit der ablaufenden Bahn gebracht wird, kommt die Ersatzrolle erst nach beendetem Kieprozesse mit dem normalen Bremssystem in Kontakt. Während des hierzu erforderlichen Weiterdrehens der Rollenlagerung in die für die volle Rolle normale Ablaufstellung kann die Kontrolle der Papierspannung nicht sofort durch den Bahnspannungsregler der Umfangsbremse erfolgen. Vielmehr herrscht in der Periode, die mit dem Abtrennen der Bahn von der auslaufenden Papierrolle beginnt und mit der gewünschten Umschlingung der angeklebten Rolle durch den Rientrieb in der üblichen Ablaufposition endet, eine

Übergangsspannung. Hier besteht nun die Aufgabe, den Übergang in der Spannungskontrolle vom Beschleunigungsriemen bzw. -rad auf den die Umfangsbremse beeinflussenden Spannungsregler möglichst ohne Zugschwankungen in der Papierbahn durchzuführen.

So läßt man beispielsweise nach dem Abheben der Beschleunigungsvorrichtung, wenn die Peripherie der neuen Rolle die Bremsgurte berührt, im Schwenkrahmen für die Klebebürste und das Trennmesser gelagerte Blattfedern zur Unterstützung der Bremswirkung gegen die Papierrolle drücken⁵⁸⁾. In einem anderen Falle⁵⁹⁾ wird mit dem Auslösen der Klebebürste gleichzeitig der Motor des am Umfang der neuen Rolle wirkenden Vorantriebsgurtes auf generatorischen Bremsbetrieb umgeschaltet. Beim anschließenden Drehen des Rollensterns in die Ablaufstellung erfolgt dann eine Reduzierung der Bremskraft des Vorantriebsriemens im gleichen Verhältnis, in dem der Umschlingungswinkel der Bremsriemen an der angeklebten Rolle zunimmt.

Eine andere, für selbsttätige Anklebevorrichtungen dieses Typs entwickelte Beschleunigungs- und Synchronisiervorrichtung⁵⁹⁾ verwendet eine im Antriebszug zwischen Maschinenwelle und Vorantriebsriemen angeordnete elektromagnetische Antriebsrutschkupplung, die mit einer ebenfalls als elektromagnetische Rutschkupplung ausgebildeten Bremsvorrichtung zusammenarbeitet, wobei die Bremsvorrichtung unmittelbar nach dem Anschließvorgang zugleich mit dem in Abhängigkeit von der Betätigung des Trennmessers erfolgenden Lösen der Antriebsrutschkupplung einschaltbar ist und auf die neue Rolle vom Zeitpunkt des Verbindens der beiden Papierbahnen bis zum Beginn der Berührung zwischen angeklebter Rolle und normaler Umfangsbremse die Übergangsspannung ausübt; von da an verringert ein mit der Erregerspule der Bremsvorrichtung parallel geschalteter, beim Anlegen von Spannung aufladbarer Kondensator den Stromfluß durch die Erregerspule allmählich in dem Maße auf Null, in dem die neue Rolle zunehmend in engere Berührung mit den stationären Bremsbändern kommt. Als Rutschkupplungen werden hierbei vorzugsweise Magnetpulverkupplungen vorgeschlagen. — Bei einer zweiten, auf dem gleichen Lösungsgedanken beruhenden Ausführungsform dieser Anwerfvorrichtung dient eine einzige Rutschkupplung sowohl dem Vorantrieb als auch dem Abbremsen der neuen Papierrolle.

In beiden Ausführungsbeispielen kann die Justierung des Erregerstromes der Bremsvorrichtung bzw. der Antriebsrutschkupplung durch einen mit dem Vorwahlknopf des Druckregelventils zur pneumatischen Pendelwalzenbelastung einstellbaren Regelwiderstand vorgenommen werden. Da jedoch die Betriebsverhältnisse erheblich variieren, dürften sich in dieser Übergangsphase, trotz der zusätzlich eingebauten Steuer- und Regelvorrichtungen, Schwankungen in der Papierbahnspannung nicht ganz vermeiden lassen.

Ein interessanter Lösungsweg, die Geschwindigkeiten von ablaufender Bahn und Peripherie der Ersatzrolle zu synchronisieren, wurde bei einer anderen Konstruktion⁴⁴⁾ beschritten, die schon rein äußerlich gesehen von den üblichen Rollenslagerungen abweicht, da sie anstelle des dreiarmigen Rollensterns einen Doppelrollenträger verwendet. Zur Aufrechterhaltung der Papierspannung dienen bei

dieser Abrollung am Umfang der ablaufenden Rolle wirkende, pneumatisch gespannte Riemen, die ihren Antrieb über einen Keilriementrieb mit einer im Durchmesser veränderlichen Scheibe direkt vom mechanischen Hauptantrieb erhalten (siehe Abschnitt 3. 4. 3.).

Das Beschleunigen der Ersatzrolle beim selbsttätigen Rollenwechsel erfolgt durch zwei zusätzliche, pneumatisch absenkbare Riemen (Abb. 18). Diese werden nach dem Auflegen auf die anzuklebende Rolle über eine elektrische Kupplung kontinuierlich aus dem Stillstand auf die Papiergeschwindigkeit beschleunigt. Bemerkenswert ist dabei, daß die elektrische Kupplung die Beschleunigungsriemen mit der Antriebswelle der Hauptriemen verbindet, wodurch beide Riementriebe zwangsläufig die gleiche Geschwindigkeit haben, und somit eine Vollsynchronisierung in den Geschwindigkeiten von ablaufender Bahn (die von der nach wie vor unter dem Einfluß des normalen Riementriebes stehende Restrolle abgewickelt wird) und Peripherie der Ersatzrolle zustande kommt.

Nach dem Ankleben schwenkt die neue Rolle in die Haupttriebriemen ein, wobei der Übergang vom einen Riemensatz zum anderen ohne Unterbrechung vor sich geht, da beide Riementriebe kurzzeitig gemeinsam auf die angeklebte Rolle wirken. Erst wenn der Haupttrieb die volle Kontrolle der neuen Rolle übernommen hat, werden die Anwerfriemen abgehoben.

Gewissermaßen einen Außenseiter stellt jene selbsttätige Rollenwechsellvorrichtung mit ortsfesten Bremsbändern dar, bei der die laufende Papierbahn selbst das Beschleunigen der anzuklebenden Rolle vornimmt⁴⁰⁾. Dabei tritt zunächst beim allmählichen Einschwenken der Papierrolle ein Gleiten zwischen Rollenoberfläche und laufender Bahn auf, was die Gefahr in sich birgt, daß die äußerste Lage der Ersatzrolle von den Halteklebstreifen losgerissen wird. Dieses System benötigt auch für die Klebung einen speziellen Trockenleim und einen Sprüher, der diesen unmittelbar vor dem Verbinden der beiden Papierbahnen aktiviert. Ein Vorteil dieses Prinzips liegt sicher darin, daß es eine über die ganze Bahnbreite verlaufende Klebestelle ermöglicht.

Besondere Anwerfvorrichtungen sind ebenfalls nicht erforderlich, wenn man Vorkehrungen der Art trifft, daß der am Umfang der Papierrolle angreifende endlose und getriebene Riemen auch zum Beschleunigen der anzuklebenden Rolle benutzt werden kann. So wird beispielsweise bei einem Gurtrieb⁵¹⁾, dessen eine Führungsrolle in Pendelarmen gelagert ist, die sich mit schwindendem Rollendurchmesser absenken, zunächst der Riemen zu Beginn des Rollenwechsels durch einen Elektromotor oder neuerdings pneumatisch von der zu Ende gehenden Rolle abgehoben und eine elektromagnetische Reibungskupplung an dem die Geschwindigkeit des Riemens steuernden P.I.V.-Getriebes gelöst. Hat dann der Rollenstern die vorbestimmte Anklebestellung erreicht, so senkt der Motor den Riemen auf die Ersatzrolle und hält ihn dort in einer fixierten Stellung. Dabei kommt der ziemlich langsam laufende Riemen mit der Oberfläche der neuen Rolle in Kontakt und beschleunigt darauf in wenigen Sekunden die Ersatzrolle auf die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit.

Um diesen Überblick zu vervollständigen, sei noch auf die Anwerfvorrichtung einer

Rollenwechselvorrichtung eingegangen, bei der im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Ausführungen kein am Umfang der Rolle wirkender, in seiner Geschwindigkeit oder Vorspannung geregelter Gurt, sondern eine entsprechend der Pendelwalzenbewegung gesteuerte Backenbremse am Rollenzentrum zur Papierspannungsregelung dient⁶⁰⁾. Bei diesem System kommt beim Verdrehen der Rollenlagerung in die Anklebeposition ein mit dem einen Tragkonus für die Papierrolle fest verbundenes Kettenrad mit einer zwischen Leitrollen geführten, von einem Motor angetriebenen Kette in Eingriff.

Die Regelvorrichtung für die Geschwindigkeitssynchronisierung besteht hierbei aus einem kleinen Planetengetriebe, dessen innenverzahntes Rad mit einer Papierleitwalze und dessen Sonnenrad mit einer an der Peripherie der Papierrolle aufliegenden Fühlrolle über Kettentriebe in Antriebsverbindung steht. Die Übersetzung zwischen Fühlrolle und Sonnenrad sowie zwischen Papierleitwalze und innenverzahntem Rad ist dabei so gewählt, daß bei gleicher Geschwindigkeit von Fühlrolle und Leitwalze die beiden Zahnräder ebenfalls mit gleicher Geschwindigkeit, jedoch in entgegengesetzter Drehrichtung umlaufen. In dieser Phase steht der als Scheibe ausgebildete Steg des Umlaufgetriebes, auf dem die Planetenräder drehbar gelagert sind, still. Daraus erkennt das Bedienungspersonal die Bereitschaft der Anlage zum Kleben. Die Steuerung des Antriebsmotors für den Kettentrieb zum Tragkonus der anzuklebenden Papierrolle erfolgt über elektrische Druckknöpfe, die von einem mit dem scheibenförmigen Steg durch Friktion verbundenen Hebel entsprechend dem Drehsinn des Steges wechselweise betätigt werden.

Neuere Ausführungen dieser Anklebevorrichtung benutzen zum Synchronisieren der Rollenumfangs- mit der Papiergeschwindigkeit anstelle des Differentialgetriebes ein elektrisches Gerät zum Vergleich der Spannungen zweier Tachometer, die ihren Antrieb von einer Papierleitwalze und von einer auf der Rollenperipherie aufliegenden Tastrolle erhalten⁶¹⁾. Die von den häufig merklich unrunder und zudem eingedellten Papierrollen verursachten Spannungsschwankungen am Rollentacho müssen dabei in geeigneter Weise kompensiert werden, um nicht das Ergebnis des Spannungsvergleiches zu verfälschen und damit die Synchronisierung zu vereiteln.

4. 3. 3. Die Papierspannung während des Rollenwechselvorganges

Bei der Betrachtung der Bremsvorrichtungen für die Restrolle sind zwei Systeme zu unterscheiden, die wesentlich durch die räumliche Anordnung des am Rollenumfang wirkenden Riemetriebes bedingt werden. So bleibt beim einen (Abb. 18 und 22) die ablaufende Rolle auch während des selbsttätigen Rollenwechsels im Wirkungsbereich des Gruttriebes, beim anderen (Abb. 19) verläßt sie diesen unmittelbar nach dem Einleiten des mit der Rollensterndrehung beginnenden Anklebeprozesses. Bei der erstgenannten Ausführung werden zwar teilweise auch Hilfs- und Zusatzbremsen an den Rollentragkonen verwendet⁵⁸⁾. Diese haben jedoch untergeordnete Bedeutung, da die Restrolle ununterbrochen unter der Kontrolle des Regelsystemes für die Umfangsbremse steht.

Anders verhält es sich bei den Rollenlagerungen mit einem als Pendel oder drei-

eckförmig ausgebildeten, oberhalb der ablaufenden Rolle angeordneten Gurttrieb. Die Aufgabe, bei derartigen selbsttätigen Rollenwechsellvorrichtungen die vorgegebene Papierspannung aufrecht zu halten, wurde zunächst dadurch zu lösen versucht, daß die für die Regelung der Gurtgeschwindigkeit eingesetzte Pendelwalze auch die Bremse am Konus der auslaufenden, den Riementrieb verlassenden Papierrolle mechanisch beeinflusst. So verstellt beispielsweise (Abb. 24) die Pendelwalze über ein Gestänge einen zweckmäßig zu einem Kreisausschnitt geformten Hebel, mit dem die betreffende Bremse bei der Rollensterndrehung in Kontakt kommt⁴¹⁾.

Um bei den hierfür vorgeschlagenen einstellbaren Band- bzw. Lamellenbremsen Schwankungen des Bremsmomentes infolge der zu erwartenden Änderung des Reibungskoeffizienten der Bremsmittel zu vermeiden, wird einmal das fest gelagerte Ende des Bremsbandes federnd aufgehängt⁶²⁾, während man bei der Lamellenbremse die Feinjustierung durch Lösen und Neueinstellen der Klemm-

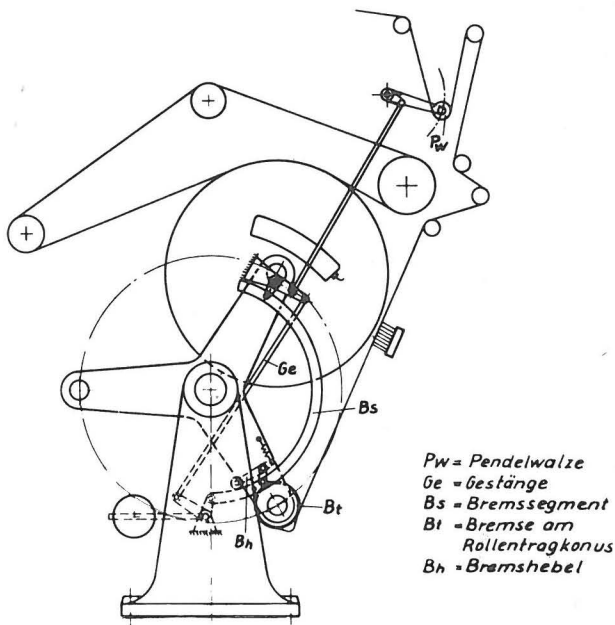


Abb. 24 Rollenwechsellvorrichtung mit mechanisch von der Pendelwalze aus verstellter Rollenbremse (nach DBP 740 108)

verbindung zwischen dem von der Pendelwalze über das Bremssegment betätigten Bremshebel und der Bremswelle erreicht⁶³⁾.

Diese mechanischen Bremsen können demnach so eingestellt werden, daß ihr Bremsmoment zu Beginn des Rollenwechsellvorganges der belasteten Pendelwalze in ihrer Ausgangslage das Gleichgewicht hält. Da sich jedoch das Bremsmoment an der fast verbrauchten Papierrolle gerade während des automatischen Klebeab-

laufs infolge der raschen Abnahme des Rollendurchmessers erheblich ändern muß, wenn der Papierzug in dieser Periode konstant bleiben soll, ist eine manuell zu betätigende Nachstellvorrichtung im Verbindungsgestänge zum Kreissegmenthebel eingefügt, mit der die Pendelwalze jeweils wieder in ihre neutrale Lage zurückgeführt werden kann⁶⁴⁾. Derartige mechanische Bremsen mit im wesentlichen konstantem Moment erfordern somit eine laufende Überwachung und ein ständiges Neu- und Nachjustieren durch das Bedienungspersonal.

Schwerer wiegt jedoch — und das gilt für alle mechanisch von der Pendelwalze aus verstellbaren Bremsen —, daß der Energieaufwand für das Bewegen des gesamten Bremsgestänges letztlich aus der Papierbahn stammt und somit zu Lasten des Papierzuges geht.

Bei einer anderen Rollenwechsellvorrichtung⁶⁵⁾ tritt am Konus der auslaufenden Papierrolle unter dem Einfluß der Drehbewegung des Rollensternes eine Bremse in Tätigkeit, welche die Papierbahn unter Spannung hält. Zu diesem Zweck ist auf den die Papierrollen tragenden Zapfen eine Bremsscheibe befestigt, über die sich ein Bremsband legt, das am einen Ende von einem am Rollensternarm angebrachten ortsfesten Bolzen gehalten wird. Dieser Bolzen dient zugleich als Lagerung für einen verschwenkbaren Winkelhebel, dessen einen Schenkel eine Lasche mit dem anderen Ende des Bremsbandes verbindet. Am zweiten Schenkel des Winkelhebels wirkt ein verschiebbares Gewicht, welches das Bremsband bei der Abwärtsbewegung des jeweiligen Rollensternarmes spannt. Bei der Aufwärtsbewegung des Armes kommt das Gewicht in die entgegengesetzte Lage, lockert somit das Bremsband und hebt dadurch die Bremswirkung auf.

Obwohl bei dieser Art der Restrollenbremsung keine mechanischen Stellkräfte aufgebracht werden müssen, ist mit ihr ebenfalls eine kontrollierte und selbsttätig auf einen konstanten Wert geregelte Papierspannung bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen nicht zu erreichen. Selbst unter der Annahme, daß der Klebevorgang immer beim gleichen Durchmesser der zu Ende gehenden Papierrolle anläuft, ergibt sich, wie die theoretischen Untersuchungen gezeigt haben, für jede mögliche Produktionsgeschwindigkeit ein anderer zeitlicher Verlauf des Bremsmomentes. Da jedoch der Rollenstern unabhängig von der augenblicklichen Maschinendrehzahl stets mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit in die Anklebestellung gedreht wird, sind schon von hierher gesehen bei diesem Bremssystem Abweichungen vom eingestellten Papierzug normalerweise unvermeidlich. Weiterhin verringert sich zwar bei fortschreitender Rollensternndrehung von einem bestimmten Punkt an der wirksame Hebelarm des gewichtsbelasteten Schenkels des Winkelhebels und damit auch das Bremsmoment an der ablaufenden Papierrolle (nachdem dieser zunächst über einen Drehwinkelbereich von ca. 90° zugenommen hat), doch folgt diese Abnahme rein geometrischen Beziehungen und nicht dem für das Abwickeln unter konstanter Bremskraft mathematisch vorgegebenen Programm. Wenn dann die Rollenlagerung in der Anklebestellung still steht, tritt zugleich eine Fixierung des Bremsmomentes ein, das dann bis zur Beendigung des Rollenwechsels unverändert auf die Restrolle wirkt, obwohl deren Durchmesser noch weiter abnimmt.

Auch der Einbau elektromechanischer Bremsen, sogenannter Magnetbremsen⁶⁶⁾,

bei denen die Bremsung dadurch erfolgt, daß bei stromdurchflossener Spule eine Ankerscheibe vom Spulenteil der Bremse magnetisch angezogen und gegen einen Reibbelag gepreßt wird⁶⁷⁾, brachte bezüglich der Konstanzhaltung der Papierspannung nur eine bedingte Verbesserung. Das Bremsmoment der Magnetbremse ist zwar innerhalb bestimmter Grenzen durch Verändern des Luftspaltes zwischen dem Spulenteil der Bremse und der Ankerscheibe vorwählbar. Jedoch läßt sich das einmal eingestellte Bremsmoment nur in einem engen Bereich (maximal etwa um $\pm 10\%$) regeln, selbst wenn man die Spulenspannung über ein entsprechend der Pendelwalzenbewegung verstelltes Potentiometer erheblich verändert.

Die gleichen Einwände gelten auch für eine andere Konstruktion⁶⁸⁾, bei der der Pendelwalzenarm bei einer Verlagerung zwei elektrische Schalter betätigt, von denen der eine den Motor für die Bewegung des Gurtpendelrahmens zur Regelung der Papierspannung während des normalen Rollenablaufes (siehe Abschnitt 3.4.2.), der andere einen weiteren Motor steuert, der die Verstellung des Kontaktabnehmers eines Schiebewiderstandes vornimmt. Dieser in Abhängigkeit von der Papierspannung einstellbare Widerstand wird nur für die Dauer des selbsttätigen Rollenwechsels über einen Schalter an Spannung gelegt und liefert dann über stationär und coaxial zur Rollensternspindel liegende Schleifringe einen Teil der zur Verfügung stehenden elektrischen Spannung an die auf dem Konus der zu Ende gehenden Papierrolle angeordnete, elektromagnetisch betätigte Reibungsbremse. Nach dem Abtrennen der ablaufenden Bahn von ihrer Restrolle wird durch eine weitere Schalterbetätigung die volle elektrische Spannung auf die Kernbremse wirksam, so daß der Rollenrest schnell zum Stillstand kommt, um zusätzliches Abspulen von Papier zu verhindern.

Abschließend hierzu sei noch auf eine andere interessante Erscheinung hingewiesen. Wie früher bereits ausgeführt²⁴⁾, zeigten Papierspannungsmessungen in bestimmten Fällen, daß beim Einsetzen der Klebebürste und des Trennmessers große Spannungsspitzen im Papier auftraten, wobei in einem Zeitraum von weniger als 0,1 Sekunden Spannungsänderungen zwischen 25 und 200% der mittleren Betriebsspannung registriert wurden. Eine spätere Veröffentlichung⁶⁹⁾ bringt nun die Wiedergabe einer hochgeschwindigkeitskinematographischen Aufnahme, auf der eine starke Faltenbildung im Papierstrang der Restrolle, bewirkt durch den Einschlag der Klebebürsten, zu erkennen ist. Es handelt sich dabei um eine Rollenwechselvorrichtung, bei der die zu Ende gehende Papierrolle beim Klebevorgang unter dem Einfluß der an ihrem Umfang wirkenden Bremsriemen bleibt und demzufolge die Klebebürste und das Trennmesser an den Laufstellen dieser Riemen ausgespart sein müssen. Derartige Konstruktionen scheinen demnach die Faltenbildung in der Papierbahn und die in ihrer Folge auftretenden Schiebungen in der Klebestelle zu begünstigen.

4.3.4. Steuerung der Aufeinanderfolge von Klebebürste und Trennmesser

Beim Verbinden der auslaufenden Papierbahn mit dem Anfang einer neuen Papierrolle ist es wichtig, daß die Klebebürste beim Anstellen nicht augenblicklich auf die Leimstelle trifft, sondern erst, nachdem sich die Ersatzrolle etwas weiter gedreht

hat. Nur unter dieser Voraussetzung kann die neue Papierbahn von ihrer Vorderkante an faltenfrei an die ablaufende Bahn geklebt werden. Damit im Zusammenhang steht auch die Forderung nach einem unabhängig von der Laufgeschwindigkeit der Maschine immer etwa gleichbleibend kurzen Schwanzstück der abgeschnittenen Bahn hinter der Klebestelle.

Dieser Fragenkomplex ist in der Praxis bereits hinreichend bekannt. In diesem Zusammenhange sei u. a. auf Lit. 56), die deutschen Patentschriften Nr. 870859, 1011901, sowie die British Patent Specification 888570, hingewiesen.

5. Neue Lösungsvorschläge für die Rollenabwicklung und den selbsttätigen Papierrollenwechsel

Für die folgenden Untersuchungen stellt sich die Aufgabe, eine Papierrollenlagerung mit selbsttätiger Rollenwechselvorrichtung auf der Basis der eingangs abgeleiteten theoretischen Zusammenhänge zu entwickeln.

Diese Vorschläge beziehen sich auf eine Papierrollenlagerung mit dreiarmigem Rollenstern, der ein im wesentlichen ortsfest angeordneter, dreieckförmig geführter Riemenzug oberhalb des Rollensterns als Umfangstrieb für die ablaufende Rolle dient und bei der die Regelung der Papierspannung durch Verändern der Geschwindigkeit des mechanisch von der Rotationsmaschine aus angetriebenen Riemens erfolgt (Abb. 19). Beim Einleiten des selbsttätigen Rollenwechsels verläßt die zu Ende gehende Papierrolle den Riemen und wird über ihren Tragkonus gebremst. Die neuen Prinzipien und Methoden sind jedoch nicht ausschließlich auf die gewählte Bauart beschränkt.

5. 1. Konstanthalten der Papierspannung während des Rollenablaufs

Bei der Konstruktion des Papierspannungsreglers ist zunächst die Belastungsvorrichtung an der Pendelwalze so zu dimensionieren, daß der maximal geforderte Papierzug auch tatsächlich vorgegeben werden kann. Geht man von einem im ungünstigen Falle auftretenden spezifischen Spannungswert von $0,35 \text{ kp/cm}$ Papierbreite aus²⁴⁾, so errechnet sich z. B. bei einer Papierbreite von 1800 mm der maximale Papierzug zu $0,35 \cdot 180 = 63 \text{ [kp]}$. Dieser Papierzug tritt an einer um 180° vom Papier umschlungenen Pendelwalze zweimal auf. Um ihn bei einer Pendelwalzenarmlänge von 300 mm erzeugen zu können, müßte beispielsweise — unter Berücksichtigung des Eigengewichtes der Pendelwalze von 30 kp — ein Belastungsgewicht von $57,6 \text{ kp}$ an einem 500 mm langen Hebel vorgesehen werden (unter Vernachlässigung der Eigengewichte der Pendelwalzenarme und des Gewichtstragarmes). Ähnlich schwere Verschiebegewichte lassen sich jedoch vermeiden, wenn man die Pendelwalze pneumatisch oder hydraulisch belastet. Da die Rollen-Rotationsmaschinen meist über pneumatisch betätigte Bremsvorrichtungen und damit über eine Kompressoranlage zur Erzeugung der Druckluft verfügen, bieten sich pneumatische Mittel für die Vorgabe des Papierzuges an. Die pneumatische Pendelwalzenbeaufschlagung hat den weiteren Vorteil, daß Änderungen in der Belastung rasch und genau vorgenommen werden können. Abb. 25 zeigt die geometrischen Beziehungen für ein solches System einer ausgeführten Anlage.

Gleichgewicht herrscht, wenn

$$2 \cdot P \cdot h_1 - G_w \cdot h_1 - F_z \cdot p_z \cdot h_2 = 0 \quad (20)$$

ist. Mit den Werten $h_1 = 300 \text{ mm}$

$$h_2 = 95,5 \text{ mm}$$

$$F_z = 78,54 \text{ cm}^2 \text{ (einfach wirkender Bremszylinder)}$$

mit Kolbendurchmesser von 100 mm)

$$P = \text{Papierzug [kp]}$$

$$p_z = \text{Druck im Zylinder [kp/cm}^2\text{]}$$

$$G_w = \text{Eigengewicht der Pendelwalze [kp]}$$

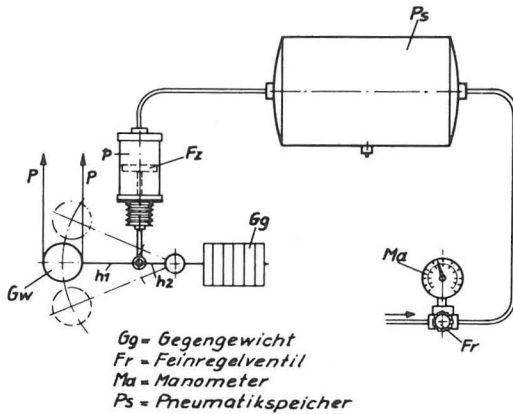


Abb. 25 Pneumatisches Belastungssystem an einer Pendelwalze

ergibt sich (unter Vernachlässigung des Eigengewichtes der Pendelwalzenarme und des Belastungshebels) für den Papierzug die Gleichung

$$P = \frac{78,54 \cdot 9,55 \cdot p_z}{2 \cdot 30} + \frac{G_w}{2} \text{ [kp]} \quad (21).$$

Wird das Eigengewicht G_w durch ein entsprechend großes Gegengewicht kompensiert, so erhält man die einfache Beziehung

$$P = 12,5 \cdot p_z \text{ [kp]} \quad (21a),$$

die einerseits die lineare Umrechnung des eingestellten Druckes auf den Papierzug erlaubt, zum anderen den gewünschten Maximalzug von 63 kp bei ca. 5 atü Druck liefert.

Das Feinregelventil für die Druckeinstellung wird zweckmäßigerweise nicht an der Abrollung, sondern am Falzwerk oder am Schaltpult der Maschine angeordnet, damit die Vorgabe und Korrektur des Papierzuges dem Maschinenmeister überlassen bleibt⁷⁰⁾. Versieht man des weiteren das am Ventil angebaute Manometer mit einer zweiten in „kp Papierzug“ geeichten Skala, so kann der eingestellte Papierzug unmittelbar abgelesen werden. Diese Möglichkeit besteht bei einer gewichtsbelasteten Pendelwalze nicht, es sei denn, man nimmt die Gewichtsverschiebung motorisch vor und stattet sie mit einer elektrischen Stellungsanzeige aus. Bei dem gewählten Belastungszylinder beträgt der maximale Hub 140 mm. Dem entspricht bei obigen Maßverhältnissen ein Schwenkbereich der Pendelwalze von ca. $\pm 47^\circ$. Dieser Hub wird zwar normalerweise zur Regelung der Papierspannung nicht voll benötigt, andererseits treten jedoch Lageänderungen der Pendelwalze auf, die nicht mehr vernachlässigbar sind. Um nun den Druck auf den Kolben des Zylinders unabhängig von der Stellung der Pendelwalze ungefähr konstant zu halten, wird zwischen dem Reinregelventil und dem Preßluftzylinder ein Luftspeicher eingebaut.

Die bei der theoretischen Untersuchung der Abwickelverhältnisse abgeleitete Gleichung (19) zeigt, daß der Dehnungsschlupf im Riementrieb, der der übertragbaren Umfangskraft im Riemen proportional ist, das Übersetzungsverhältnis zwischen An- und Abtrieb beeinflusst. Ändert sich daher die Nutzkraft, so bedeutet das gleich-

zeitig einen Eingriff in das Übersetzungsverhältnis. Nach Gleichung (16b) nimmt aber die Gesamtdehnung des Papiers und damit die Papierspannung ab, wenn bei konstanter Maschinengeschwindigkeit die Abrollgeschwindigkeit an der Papierrolle, etwa durch einen geringeren Dehnungsschlupf hervorgerufen, größer wird. Geschieht dies, so läßt sich die Papierspannung nur durch ein entsprechendes Nachregulieren der Gurtgeschwindigkeit konstant halten. Dabei kommt der Pendelwalze, von der aus die mechanische Verstellung des in seiner Abtriebsdrehzahl stufenlos veränderlichen Getriebes am Gurtantrieb erfolgt, entsprechend der augenblicklichen Größe der Nutzkraft eine jeweils andere Stellung zu.

Sinkt andererseits im Verlauf der Rollenabwicklung die vom Riementrieb übertragbare Umfangskraft unter den geforderten Papierzug, so beginnt die Rolle unter dem Riemen durchzurutschen (Gleitschlupf). Da nun der Riemen die Papierrolle nicht mehr genügend zurückzuhalten vermag, wird von ihr mehr Papier als erwünscht abgezogen. Dies wiederum versucht die Pendelwalze durch zunehmendes Verlangsamen der Riemengeschwindigkeit auszugleichen, was aber nur das Durchrutschen noch weiter steigert. Neben dem völligen Zusammenbruch der selbsttätigen Papierspannungskontrolle tritt als weitere Folge an der Gurtlaufstelle in wachsendem Maße eine Faltenbildung an den äußeren Lagen der Papierrolle auf, was bis zum Einreißen der Papierbahn führen kann.

Den Ansatzpunkt zur Überwindung dieser Schwierigkeiten bietet die Gleichung (14a)

$$S_n \leq S_2 (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Es besteht zunächst die Aufgabe, eine Nutzkraft S_n vorzugeben, die über den gesamten Ablauf der Papierrolle stets größer ist als der vorgegebene Papierzug, um einem Durchrutschen der Rolle unter dem Riemen wirksam zu begegnen. Gelingt es ferner, die übertragbare Umfangskraft sogar konstant zu halten, so können auch Änderungen im Dehnungsschlupf und damit in der Übersetzung und sämtliche sich hieraus ergebenden Folgen nicht auftreten.

Unter der Annahme, daß sich die Reibungszahl nicht ändert (was nicht exakt zutrifft, da μ geringfügig von der Geschwindigkeit abhängt), bleibt die Nutzkraft S_n konstant, wenn entweder die Spannkraft S_2 und der Umschlingungsbogen α , oder aber der Ausdruck $S_2 (e^{\mu\alpha} - 1)$ über die gesamte Rollenabwicklung konstant gehalten werden. Der Forderung nach einem gleichbleibenden Umschlingungsbogen stehen, wie bereits die Hinweise bei der Erörterung der Papierspannungsregler gezeigt haben, gewichtige praktische Gründe entgegen. So würde z. B. bei einem Dreieckriemenzug mit in einem Pendelarm gelagerter Umlenkrolle die Bedienbarkeit des Rollensterns beim Einheben einer neuen Papierrolle und beim Vorbereiten der Klebestelle erheblich erschwert. Selbst dann ließen sich jedoch Änderungen im Umschlingungsbogen und in der freien Kraft S_2 nicht völlig vermeiden.

Ordnet man den dreieckförmigen Riemenzug im wesentlichen ortsfest an und läßt nur eine etwa horizontale Bewegung der Umlenkwalze zum Ausgleich der Riemenführung bei schwindender Rolle zu, so nimmt der Umschlingungswinkel zwischen dem Riemen und der Papierrolle mit kleiner werdendem Rollendurchmesser erheblich ab (Abb. 26).

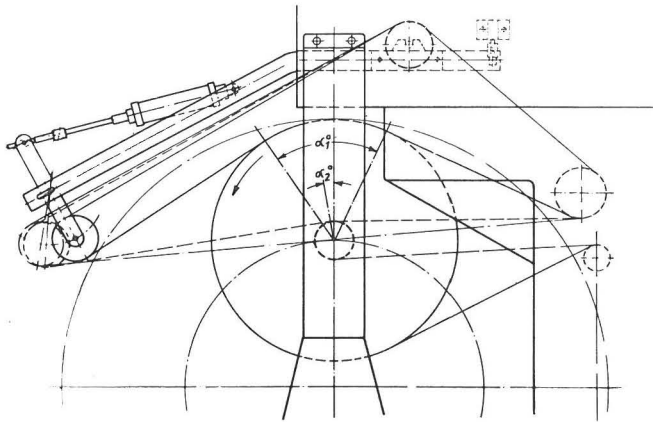


Abb. 26 Änderung des Umschlingungswinkels bei schwindendem Papierrollendurchmesser

Das gleiche trifft für die Spankräfte im Riemen zu, falls diese durch am anderen Ende der Tragarme für die Umlenkrolle angeordnete Zugfedern aufgebracht werden. Letzteres läßt sich allerdings vermeiden, wenn man anstelle von Federn Druckluftzylinder mit vorgeschaltetem Ausgleichbehälter einbaut.

Für einen gegebenen Riemenzug sei der Einfachheit halber angenommen, daß sich die Umlenkwalze während des Rollenablaufes nicht bewegt und daß ferner die Auf- und Ablaufpunkte an der getriebenen Gurtwalze und an der Umlenkrolle als unveränderlich betrachtet werden dürfen. Die unter diesen Voraussetzungen gewonnenen Werte für den Umschlingungswinkel weichen nur geringfügig — in einem Bereich von 0° bis 50° um weniger als 1° — von den tatsächlichen Verhältnissen ab und sind daher als hinreichend genau anzusehen. Damit gelten für die Bestimmung des Umschlingungswinkels in Abhängigkeit vom Radius der Papierrolle die einfachen geometrischen Beziehungen (Abb. 27):

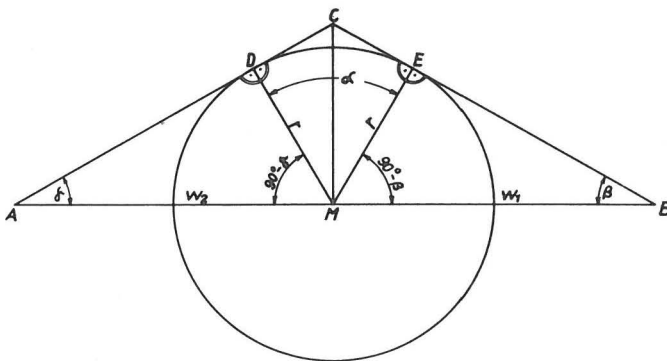


Abb. 27 Geometrische Beziehungen zwischen Umschlingungswinkel und Radius der Papierrolle bei einem Gurttrieb

$$\sin \beta^0 = \frac{r_R}{w_1} \rightarrow r_R = w_1 \cdot \sin \beta^0 \quad (22),$$

$$\sin \gamma^0 = \frac{r_R}{w_2} \rightarrow r_R = w_2 \cdot \sin \gamma^0 \quad (23)$$

und

$$\alpha^0 = 180^\circ - (90^\circ - \beta^0) - (90^\circ - \gamma^0) = \beta^0 + \gamma^0 \quad (24).$$

Wird zudem die Anordnung des Riemenzuges so gewählt, daß $w_1 = w_2 = 1000 \text{ mm}$ ist (dies ermöglicht auch ein Verschwenken der vollen Papierrolle um 360°), dann ergeben sich aus den Gleichungen (22), (23) und (24) die Zusammenhänge

$$\beta^0 = \gamma^0 \quad (23a)$$

und

$$\alpha^0 = 2\beta^0 = 2\gamma^0 \quad (24a).$$

Für diese Anordnung wurden nun in Abhängigkeit vom Rollenradius r_R die Zahlenwerte des Umschlingungswinkels α^0 , des Umschlingungsbogens α und die zugehörigen Werte von $e^{\mu\alpha}$ für die beiden Reibungszahlen 0,3 und 0,4 errechnet und in Tabelle 1 aufgeführt. (Den folgenden Untersuchungen liegt der Reibwert von 0,4 zugrunde, der für die Paarung Gummiflachriemen [mit Gewebeeinlage und Fischgrätmuster an der Außenfläche] / Papier ermittelt wurde.)

Wie der Verlauf der Spannkraft S_2 über dem Rollenradius r_R für das Ausführungsbeispiel zeigt (Abb. 28), bedingt (unter der Voraussetzung einer konstanten Nutzskraft S_n) gegen Ende der Rollenabwicklung schon eine geringe Änderung des Rollendurchmessers ein erhebliches Anwachsen der freien Kraft S_2 . (Die Zahlenwerte für die S_2 -Kurve sind der Tabelle 2 entnommen.)

Damit scheidet aber eine direkte Messung des Rollendurchmessers, beispielsweise durch eine in einem Pendelarm gelagerte Tastrolle oder über die Ausgleichsbewegung der Umlenkrolle des Riementriebes, als zu ungenau aus, da der Verstellausschlag einer Tastrolle bzw. des Riemenspanners gerade bei großem Papierrollendurchmesser, also dann, wenn sich die Spannkraft verhältnismäßig wenig ändern soll, vergleichsweise groß ist, während bei kleinen Rollendurchmessern, bei denen die S_2 -Kurve steil ansteigt, fast keine Lageänderung mehr eintritt. Schlagende und eingedellte Papierrollen, mit denen immer gerechnet werden muß, würden somit gerade im kritischen Bereich kleiner Umschlingungen das Meßergebnis erheblich verfälschen.

Die Steuervorrichtung für die Spannkraft S_2 vereinfacht sich jedoch wesentlich, wenn man für den Radius die Drehzahl der Papierrolle als Bezugsgröße einführt. Aus dem Diagramm der freien Kraft S_2 über dem Drehzahlquotienten $n_R : n_F$ (die Erklärung für die Wahl dieser Bezugsgröße folgt anschließend) geht hervor, daß eine fast exakt lineare Abhängigkeit zwischen diesen beiden Größen besteht (Abb. 29). Dieser Zusammenhang läßt sich auch mathematisch nachweisen. S_2 wurde nach der Formel

$$S_2 = \frac{S_n}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (14b)$$

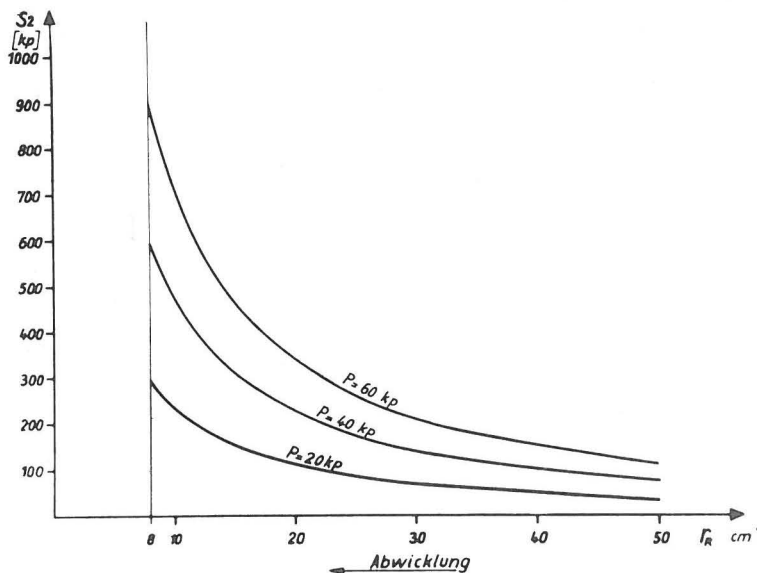


Abb. 28 Verlauf der Spannkraft S_2 über dem Rollenradius

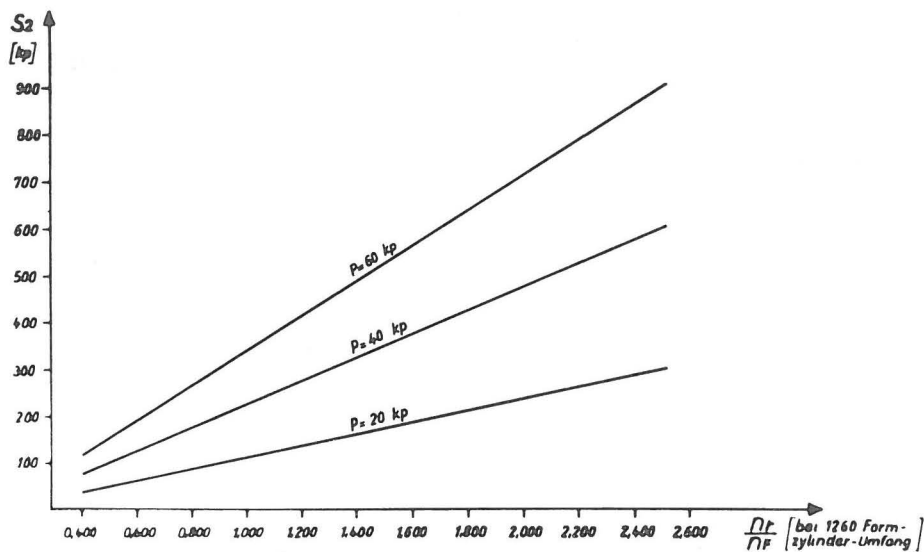


Abb. 29 Spannkraft S_2 und Drehzahlquotient $n_R:n_F$

kraftverhältnis wird für eine bestimmte Riemenanordnung und bei gegebenem Reibwert μ allein durch den Anfangs- und Enddurchmesser der Papierrolle (bei Verwendung einer selbsttätigen Rollenwechselvorrichtung ist dies der Durchmesser, bei dem die auslaufende Rolle den Riementrieb verläßt) und nicht durch den absoluten Betrag der übertragbaren Umfangskraft S_n bestimmt. — Gleichzeitig wächst der Drehzahlquotient $n_R : n_F$ entsprechend der Durchmesserabnahme (1000 : 160), also um das 6,25fache.

Für die Ausführung dieser Steuervorrichtung bieten sich verschiedene Lösungswege an, von denen einer näher beschrieben werden soll (Abb. 31 und 32):

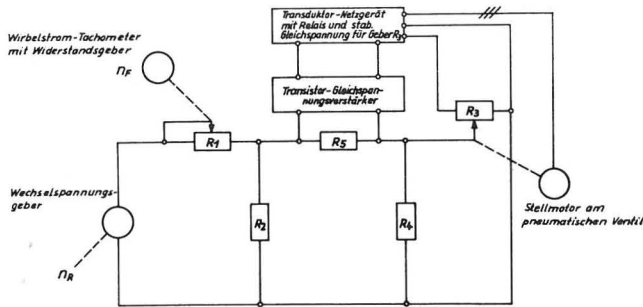


Abb. 31 Blockschaltbild für Riemenspannvorrichtung zum Erzielen einer konstanten Nutzkraft S_n (nach 71))

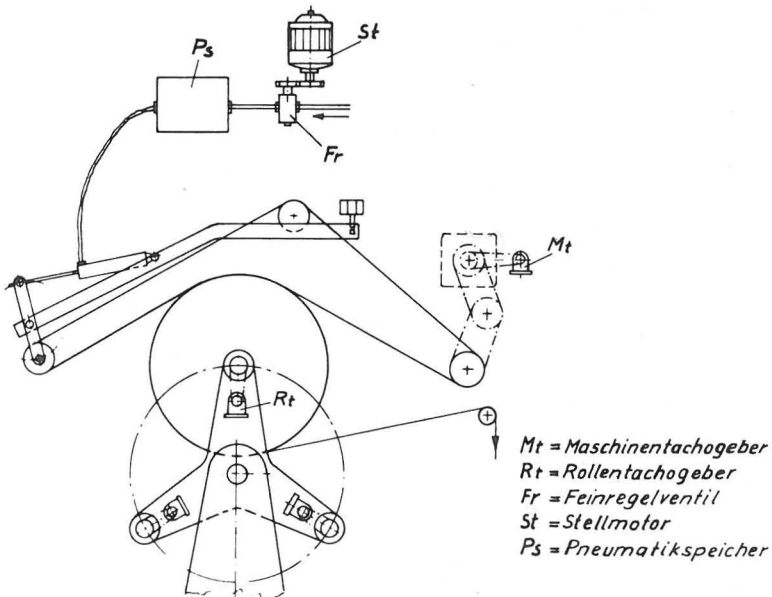


Abb. 32 Ausführungsbeispiel einer Steuervorrichtung für konstante Nutzkraft S_n an einem Papierrollentrieb

Eine mit einem festen Übersetzungsverhältnis zur Maschine umlaufende Welle treibt ein Wirbelstromtachometer mit angebautem Widerstandsgeber an⁷¹⁾. Die Verstellung des Widerstandes erfolgt verhältnisgleich zur Drehzahl der Maschine, wobei einer kleinen Drehzahl ein niedriger, einer größeren Drehzahl ein höherer Widerstand entspricht. Ferner befindet sich an jedem der drei Arme des Rollensterns ein Wechselspannungsgeber, der antriebsmäßig mit dem umlaufenden Papierrollentragkonus verbunden ist. Die beim Abwickeln der Rolle in diesem Geber erzeugte Spannung wird nun über den Widerstand des Maschinentachos geleitet. Der in dem elektrischen Kreis fließende Strom ist dann, bei entsprechender Eichung, direkt dem Quotienten der beiden Drehzahlen n_R und n_F proportional. (Bei der Eichung der Regelanlage können auch Drehzahlunterschiede zwischen dem Wechselspannungsgeber und dem Tachometer in jeder Richtung ausgeglichen werden.)

An einem festen Widerstand R_2 wird somit eine ebenfalls dem Drehzahlquotienten proportionale Spannung erzeugt. Diese ist bei gleichen Quotientenwerten, unabhängig von den vorliegenden Absolutdrehzahlen, immer gleich, solange die Geberspannung linear verläuft, was vorausgesetzt werden darf. Durch entsprechende Wahl des Widerstandsverhältnisses von R_1 zu R_2 (z. B. 200 : 1) erreicht man, daß die Abweichungen der am Widerstand R_2 auftretenden Spannungen von der Linearität auch bei niedrigen Drehzahlen vernachlässigbar klein bleiben.

Am pneumatischen Ventil, das zur Einstellung des Druckes für die Riemenspannzylinder und damit der Spannkraft S_2 dient, ist ebenfalls ein Widerstandsgeber angebaut, über den eine veränderliche Spannung an den Widerstand R_4 gelegt wird. Jede Stellung des Ventils entspricht also einem bestimmten Spannungswert und durch den Vergleich mit der Meßspannung U_2 also auch einem bestimmten Drehzahlquotienten.

Die bei Änderung des Drehzahlverhältnisses zwischen den beiden Widerständen R_2 und R_4 auftretende Spannungsdifferenz wird über einen hochohmigen Widerstand R_5 auf einen Gleichspannungsverstärker gegeben, dessen Ausgang dann auf die Steuerwicklungen zweier gegeneinander geschalteter Transduktoren einwirkt. Diese steuern dann vorzeichenrichtig Transduktorrelais, welche den Stellmotor am pneumatischen Ventil in Rechts- oder Linkslauf einschalten. Es findet somit eine Verstellung des Ventils und gleichzeitig des angebauten Widerstandsgebers statt, an dem die Spannung für den Widerstand R_4 abgegriffen wird. Sobald der Differenzwert nahezu Null geworden ist, machen die als magnetische Kippverstärker geschalteten Transduktoren die Relais stromlos, worauf der Stellmotor am Feinregelventil stehen bleibt. Bei hoher Ansprechgenauigkeit der Schaltgeräte erfolgt somit die Anpassung des Druckes in den Spannzylindern des Gurtriemens an den jeweiligen Rollendurchmesser bzw. Umschlingungsbogen α in kleinsten Stufen, also nahezu kontinuierlich.

Um Druckschwankungen im gesamten Preßluftsystem, die als Folge der Pendelbewegung der Gurtspannwalze bei schlagenden Papierrollen und bei schwindendem Rollendurchmesser auftreten würden, zu vermeiden, wird wiederum zwischen den Spannzylindern und dem Steuerventil ein Luftspeicher angeordnet.

Der Anfangswert und die Steigung der Steuergeraden des für die Vorgabe der Riemenspannkraft verwendeten pneumatischen Feinregelventils sind einstellbar, um den absoluten Betrag der übertragbaren Umfangskraft S_n des Riemetriebes innerhalb der vorliegenden Grenzen frei wählen und um die Anlage auch anderen Betriebsbedingungen (z. B. einer veränderten Riemenführung oder Reibungszahl) anpassen zu können.

Es besteht auch die Möglichkeit, ein Feinregelventil zu verwenden, dessen Betätigungskraft proportional mit dem Ausgangsdruck ansteigt. Die selbsttätige Verstellung dieses Ventils könnte dann z. B. durch einen Steuermotor erfolgen, dessen Drehmoment entsprechend dem Quotienten aus der Rollen- und der Maschinendrehzahl wächst.

Schließlich sei noch darauf hingewiesen, daß sich günstigere Verhältnisse bezüglich des Umschlingungsbogens und damit des Verhältnisses von maximaler zu minimaler Spannkraft S_2 erreichen lassen, wenn man eine andere Riemenanordnung wählt. Obige Untersuchung ging davon aus, daß der gestreckte Gurt durch den Rollenmittelpunkt läuft. Werden nun die Punkte A und B der Abb. 27 weiter nach unten verlegt, so bringt dies vor allem für die Restrolle eine spürbare Vergrößerung des Umschlingungsbogens. Damit reduziert sich auch die erforderliche maximale Spannkraft S_2 erheblich. Dieser Maßnahme steht allerdings entgegen, daß eine tiefer liegende Umlenkrolle den Bedienungsmann beim Aufachsen der neuen Rolle und beim Vorbereiten der Leimstelle für den automatischen Rollenwechsel behindern kann.

Die für einen gegebenen festen Formatumfang berechneten absoluten Werte des Quotienten aus der Rollen- und der Formzylinderdrehzahl gelten auch für jedes andere Format, wenn man dabei den Antrieb des Maschinentachometers entsprechend dem Verhältnis vom neuen zum ursprünglichen Formzylinderdurchmesser untersetzt. An variabelformatigen Rotationsmaschinen genügt es dabei, den Wirbelstromtacho von dem in seiner Abtriebsdrehzahl stufenlos einstellbaren Getriebe, welches in diesem Fall an der Abrollung für das Angleichen der Gurtwalzendrehzahl an die unterschiedlichen Formatumfänge vorhanden ist, anzutreiben. Bei einem größeren Formatumfang läuft dann bei gleicher Formzylinderdrehzahl sowohl der Wechselspannungsgeber an der Papierrolle als auch der Maschinentachogeber im Verhältnis vom neuen zum Ausgangs-Formzylinderdurchmesser schneller. Der Quotient beider Drehzahlen bleibt dabei jedoch der gleiche.

Die beschriebene Vorrichtung zum Konstanthalten der übertragbaren Umfangskraft soll unter anderem auch sicherstellen, daß die Pendelwalze, solange sich die Papierrolle unter dem Gurt befindet, über den gesamten Bereich der Abwicklung etwa in ihrer Normallage bleibt und um diese nur kleine Schwingbewegungen zum Ausgleich der durch schlagende Papierrollen hervorgerufenen Störungen durchführt.

5. 2. Konstanthalten der Papierspannung beim selbsttätigen Rollenwechsel

Bei der zur Diskussion stehenden Papierrollenlagerung verläßt die Restrolle unmittelbar nach dem Einleiten des mit der Rollensterndrehung beginnenden auto-

matischen Rollenwechsels den Wirkbereich des Riementriebes. Um den vorgegebenen Papierzug aufrecht zu halten ist daher eine Bremsung über den Rollentrugkonus erforderlich. Ein konstanter Papierzug wird dabei jedoch nur dann erreicht, wenn das auf die zu Ende gehende Rolle ausgeübte Bremsmoment bei weiterhin schwindendem Rollendurchmesser und entsprechend anwachsender Rollendrehzahl nach den in den Abbildungen 8 und 10 dargestellten Gesetzmäßigkeiten verläuft.

Mechanische oder elektromechanische Bremsen, deren Bremsmoment im wesentlichen unabhängig von der Drehzahl der Restrolle ist, bedürfen daher zur Konstanthaltung des Papierzuges einer Nachstellvorrichtung, wobei meist der Ausschlag der Pendelwalze als Steuergröße benutzt wird (vergleiche hierzu Abschnitt 4.3.3.).

Wie schon mehrfach erwähnt, hat aber die Pendelwalze bei derartigen Ausführungen mit geschwindigkeitsgeregelten, mechanisch von der Maschine angetriebenen Gurten während des Rollenwechsels eine weitere wichtige Funktion zu erfüllen, nämlich die der Geschwindigkeitssynchronisation zwischen anzuklebender Rolle und laufender Papierbahn. Gleichlauf besteht dabei nur in einer ganz bestimmten Stellung der Pendelwalze. Eine Pendelwalze, die zur Steuerung des Bremsmomentes stetig ihre Lage ändern muß, um dadurch einen gleichbleibenden Papierzug zu erzielen, verändert damit gleichzeitig die Umfangsgeschwindigkeit der Ersatzrolle. Beim Anklebevorgang selbst treten dann Geschwindigkeitsunterschiede und demzufolge Schiebungen in der Klebestelle, Schwankungen in der Papierspannung und eventuell Bahnbrüche auf.

Es wäre nun denkbar, das Moment der Konusbremse nicht von der Pendelwalze aus, sondern durch eine eigene Steuervorrichtung, die z. B. das Bremsgestänge mechanischer Bremsen zeitabhängig selbsttätig verstellt, verändern zu lassen. Dies würde jedoch bei den unterschiedlichen Bahngeschwindigkeiten, Rollendurchmessern, Papierdicken und Papierzügen einen erheblichen steuerungs- und regelungstechnischen Aufwand erforderlich machen.

Weiterhin könnte man bei Bremsen mit von ihrer Drehzahl unabhängigem Moment die Pendelwalze in der „Synchronisationslage“ festhalten und die Bremse sich selbst überlassen. Dann müßte aber ein Anwachsen des Papierzuges im Verlauf des Rollenwechsellvorganges hingenommen werden.

Das Problem läßt sich auch nicht dadurch lösen, daß man während des Klebeprozesses die Verstellung des Regelgetriebes an der Gurtwalze unterbindet, beispielsweise durch Lösen des Verstellgestänges zum Schwenkregler oder durch Unterdrücken der Steuerimpulse auf den Quecksilber-Kippschalter. Abgesehen davon, daß dann zusätzliche Maßnahmen zum Vergleich und zur Synchronisierung der Geschwindigkeiten von Ersatzrollenperipherie und laufender Bahn notwendig werden, stimmt dann im Augenblick des Anklebens die Stellung der Pendelwalze, die ja entsprechend der geforderten Abnahme des Bremsmomentes ihre Lage geändert hat, nicht mit der ihr eigentlich für die neue Rolle zukommenden überein. Die äußeren Nachteile der im Abschnitt über die bekannt gewordenen Vorrichtungen zur Regelung der Papierspannung während des Rollenwechsellvorganges näher beschriebenen mechanischen und elektromechanischen Bremsen sind nun bei einer

Induktionsbremse nicht mehr gegeben. Diese⁷²⁾ zeichnet sich dadurch aus, daß das Bremsmoment ohne mechanische Berührung der feststehenden und der umlaufenden Bremsenhälfte durch magnetische Kraftlinien erzeugt wird. Durch Steuern des Erregerstromes kann die Anzahl der den Luftspalt der beiden Bremsenhälften überbrückenden Kraftlinien und damit die Größe des Bremsmomentes von Null bis zum Nennwert der Bremse stufenlos verändert werden.

Induktionskupplungen bzw. -bremsen (Abb. 33) stehen listenmäßig in zwei verschiedenen Ausführungen zur Verfügung.

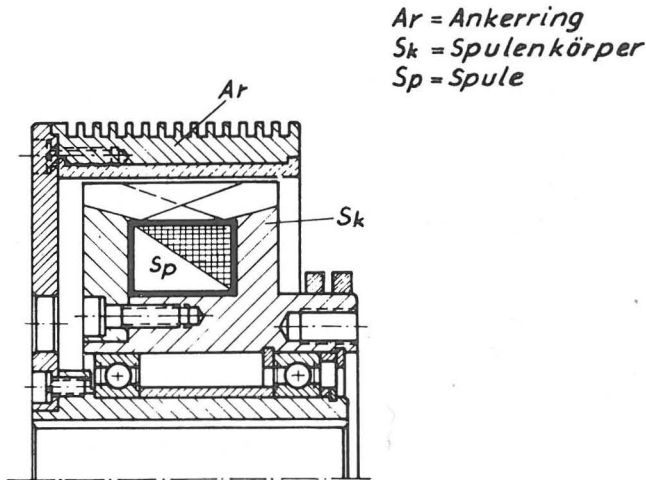


Abb. 33 Induktionskupplung (nach 72))

Bei beiden hängt die Größe des dynamischen Momentes vom Drehzahlunterschied zwischen der an- und abtriebsseitigen Bremsenhälfte und von der Größe des die Spule durchfließenden Erregerstromes ab. Während jedoch die eine Type beim Drehzahlunterschied Null ein maximales Moment liefert (Abb. 34), das in diesem Zustand statisch übertragen wird (Abb. 35), überträgt die zweite Ausführung im Synchronlauf, also bei der Relativdrehzahl Null, kein Drehmoment. Bei ihr steigt vielmehr das Drehmoment kontinuierlich mit wachsender Schlupfdrehzahl an (Abb. 36).

Beide Ausführungen sind jedoch für die Bremsung einer zu Ende gehenden Papierrolle unter gleichbleibendem Zug schlecht geeignet.

In Zusammenarbeit mit dem Herstellerwerk konnte nun eine Induktionsbremse mit einem bei höheren Schlupfdrehzahlen einem Hyperbelast angenäherten Kennlinienverlauf entwickelt werden. Zu diesem Zweck wurde der Ankerring der Bremse mit einem Käfigläufer versehen, ähnlich wie bei einem Asynchronmotor. Seine Polteilung ist so ausgeführt, daß sich die Pole des Ankerrings in keiner Stellung mit denen des Spulenkörpers decken (beispielsweise besitzt der Spulenkörper 24, der Ankerring 41 Pole). Dadurch erreicht man das in Abb. 37 dargestellte Drehmomenten-

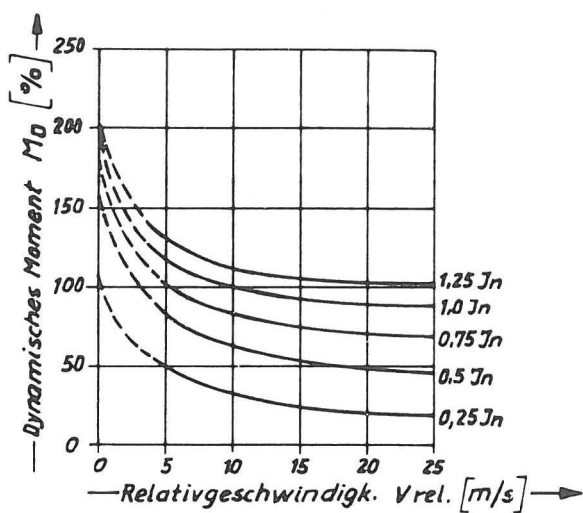


Abb. 34 Dynamisches Moment einer Induktionsbremse mit Ankerring „A“ in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit und vom Erregerstrom (aus 72))

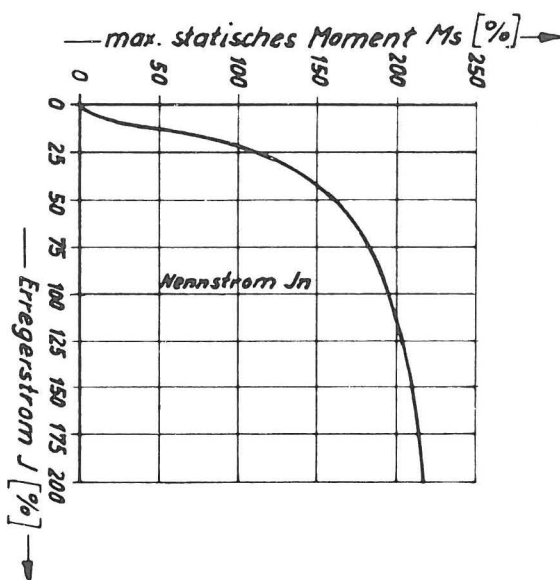


Abb. 35 Maximales statisches Moment einer Induktionsbremse mit Ankerring „A“ in Abhängigkeit vom Erregerstrom (aus 72))

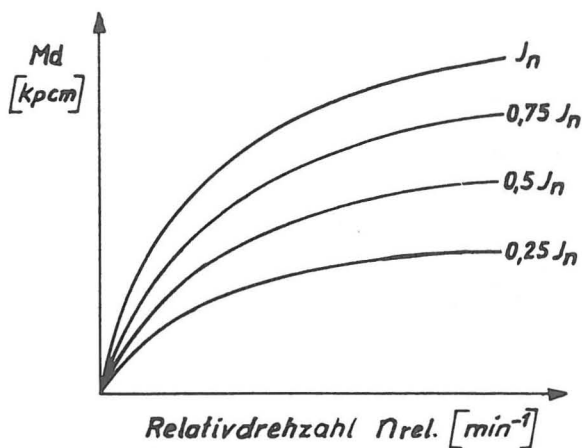


Abb. 36 Dynamisches Moment einer Induktionsbremse mit Ankerring „C“ in Abhängigkeit von der Schlupfdrehzahl und vom Erregerstrom (aus 72))

tenverhalten: steiler Anstieg bei kleinem Schlupf; nach Überschreiten eines Maximalwertes hyperbelförmiger Abfall bei zunehmender Schlupfdrehzahl.

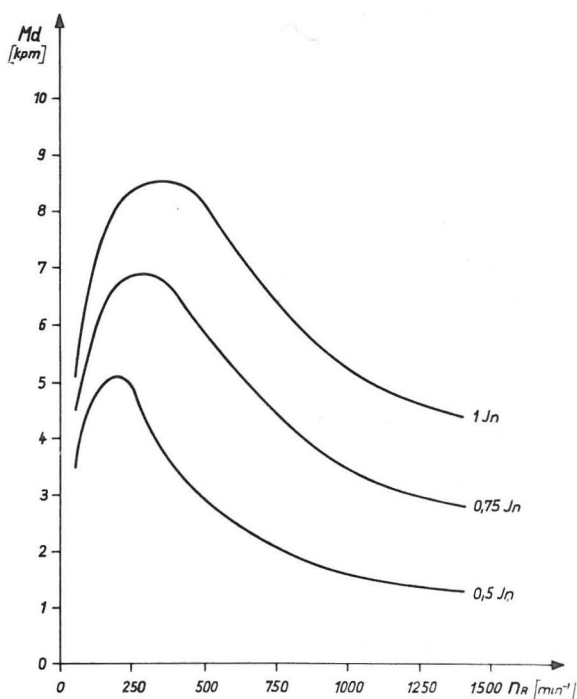


Abb. 37 Verlauf des dynamischen Momentes über der Relativdrehzahl einer Induktionsbremse in Spezialausführung (nach Zeichnung 9 924 043, Maschinenfabrik Stromag)

Die für den Rollenwechselvorgang erreichte Annäherung des Momentenverlaufes einer Induktionsbremse der Type IK 22 R an das theoretische Diagramm (vergleiche Abb. 10) verdeutlicht Abbildung 38. Dem für zwei Papierzüge (20 und 40 kp) ausgearbeiteten Beispiel liegen eine Papiergeschwindigkeit von 5 m/sec, eine Papierdicke von 0,065 mm und eine Klebezeit von 40 Sekunden (in der die Bremse am Rollenkonus wirkt) zugrunde. Ferner wurde angenommen, daß der Rollendurchmesser nach Beendigung des Rollenwechsels 110 mm beträgt und daß zu Beginn des Rollenwechselprozesses das Moment der Induktionsbremse mit dem theoretischen Wert übereinstimmt. Hierbei ergibt sich für die beiden betrachteten Fälle eine maximale Abweichung von etwa + 0,91 bzw. + 2,73 kp, oder, auf den zugehörigen Papierzug bezogen, von 4,55 bzw. 6,83 %. Es darf an dieser Stelle nochmals hervorgehoben werden, daß diese verhältnismäßig gute Übereinstimmung zwischen den jeweiligen Kurvenpaaren ein Charakteristikum dieser speziellen Induktionsbremse ist und nicht erst durch einen regelungstechnischen Eingriff herbeigeführt werden muß.

Die von der Rotationsmaschine, der Rollenwicklung, den Abwickelverhältnissen und den technologischen Eigenschaften des Papiers bedingten, während des selbsttätigen Ablaufes des Anklebevorganges auftretenden Schwankungen in der Bahnspannung machen jedoch eine Regelung auch der Induktionsbremse erforderlich. Sie erfolgt in einfachster Weise dadurch, daß man einen der maximal auftretenden Stromstärke und der gewünschten Regelgröße angepaßten Ringwiderstand, eventuell über ein geeignetes Untersetzungsgetriebe, von der Pendelwalze aus verstellen läßt. Jedem Pendelwalzenausschlag entspricht dann eine bestimmte Änderung des Erregerstromes und damit (siehe Abb. 37) des Momentes der Induktionsbremse.

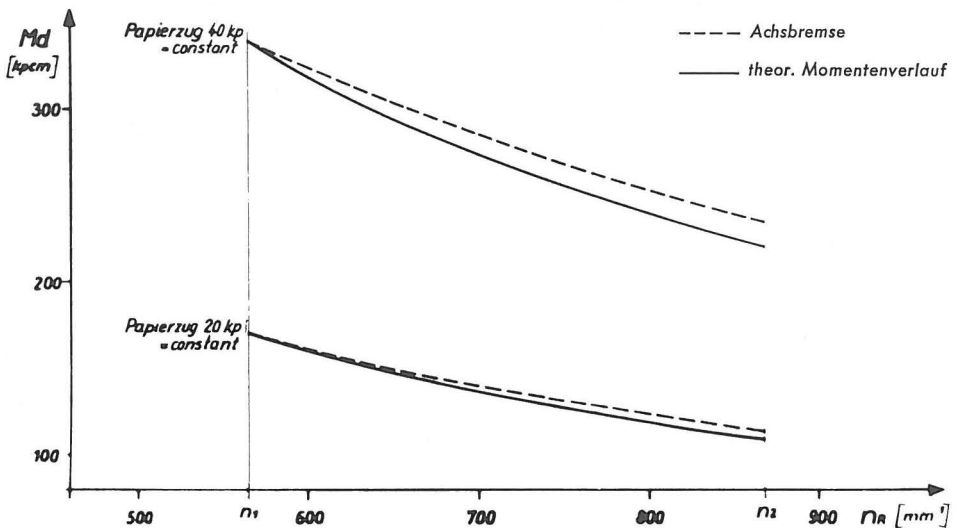


Abb. 38 Theoretischer und tatsächlicher, mit Induktionsbremse in Spezialausführung erreichbarer Verlauf des Bremsmomentes in Abhängigkeit von der Papierrollendrehzahl

Eine derartige Regelvorrichtung vermag zudem den erforderlichen geringfügigen Ausgleich zwischen der theoretischen und der tatsächlichen Bremsmomentenkurve herbeizuführen.

Da bei dieser Induktionsbremse im wesentlichen nur die von außen einwirkenden Störgrößen ausgeregelt werden müssen, während ihre Bremsmomentencharakteristik in sich ein Abwickeln der Rolle unter angenähert gleichbleibendem Papierzug sichert, bleibt die Pendelwalze im Verlauf des Rollenwechsellvorganges hinreichend genau in der Stellung stehen, die sie vor Beginn des Klebeprozesses eingenommen hat. Damit ist aber zugleich das Problem, die Umfangsgeschwindigkeit der Ersatzrolle und die Geschwindigkeit der laufenden Papierbahn zu synchronisieren, beim geschwindigkeitsgeregelten Gurtantrieb gelöst. Es kommt nur darauf an, das Moment der Induktionsbremse so vorzuwählen, daß die Lage der Pendelwalze während der Anklebepériode derjenigen für die neue Papierrolle entspricht.

Die beschriebene Bremsanlage bedarf noch einer wichtigen Ergänzung. Bekanntlich kann die Papierspannung je nach Papierqualität, Maschinenkonstruktion, Druckverfahren und Druckbedingungen unterschiedliche Werte annehmen. Ferner ist zu berücksichtigen, daß entsprechend dem Format und der Anzahl der Seiten des herzustellenden Produktes Papierrollen unterschiedlichster Breite zur Verarbeitung kommen und eventuell unter der gleichen Papierspannung abgewickelt werden sollen. Mit den Grenzen von maximal 35 und minimal 15 kp/m für die Papierspannung und einem Verhältnis von 4 : 1 in der Bahnbreite ergibt sich für die möglichen Papierzüge und damit auch für die absoluten Werte des Bremsmomentes (bei einem bestimmten Rollendurchmesser) ein Gesamtbereich von 9,33 : 1.

Für diese Vorwahl des Bremsmomentes eignet sich der von der Pendelwalze verstellbare Ringwiderstand nicht, da dieser ausschließlich die Aufgabe hat, Schwankungen im gegebenen Papierzug auszuregeln. Es wird deshalb pro Rollenlagerung ein weiteres, auf die spezielle Bremsentypen abgestimmtes Potentiometer eingebaut, das zusätzlich mit einer in „Papierzug in kp“ geeichten Skala ausgestattet werden kann. Man braucht dann nur die Einstellung eines bestimmten Papierzuges am Belastungssystem der Pendelwalze am Potentiometer für die Induktionsbremse zu wiederholen. Bei einer Pendelwalze mit pneumatischer oder hydraulischer Belastungsvorrichtung besteht sogar die Möglichkeit, das Regelventil für die Druckvorgabe mit dem Vorwahlwiderstand zu kuppeln und beide gemeinsam zu justieren. — Bei der Ausarbeitung der elektrischen Schaltung ist zu beachten, daß die Kennlinien für den Erregerstrom, über dem Pendelwalzenausschlag aufgetragen, annähernd parallele Geraden sein sollten, um bei unterschiedlichen Einstellungen des Vorwahl-Potentiometers eine etwa gleichbleibende Regelcharakteristik des Pendelwalzen-Ringwiderstandes sicherzustellen (Abb. 39).

Dies läßt sich beispielsweise erreichen, wenn man für die Vorwahl des Erregerstromes zwei über eine gemeinsame Welle von Hand verstellbare Ringwiderstände vorsieht und diese in entsprechender Weise zum Pendelwalzen-Potentiometer schaltet.

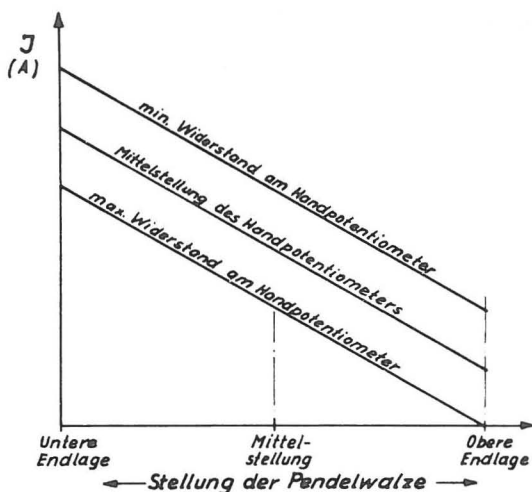


Abb. 39 Anzustrebender Verlauf des Erregerstromes einer Induktionsbremse über dem Pendelwalzenausschlag

5.3. Selbsttätiges Einleiten des Rollenwechselvorganges

Den beschriebenen Vorrichtungen zum selbsttätigen Einleiten des Rollenwechsels ist gemeinsam, daß bei ihnen der Anklebeprozess, je nach der Maschinengeschwindigkeit, bei der er durchgeführt wird, unterschiedlich lange Zeiten in Anspruch nimmt. Nur unter dieser Voraussetzung läßt sich ein stets etwa gleich kleiner Rollenrest am Ende des Rollenwechsels erzielen.

Aufgrund eingehender theoretischer Untersuchungen konnte nun, wie die folgenden Darlegungen zeigen, dieser Nachteil bei zwei neu entwickelten Startvorrichtungen vermieden werden. Diese vollautomatisch arbeitenden Anklebevorrichtungen gewährleisten, daß der mit einem einzigen, bei beliebiger Maschinengeschwindigkeit auslösbaren Steuerimpuls gestartete Rollenwechselvorgang unabhängig von der vorliegenden Produktionsgeschwindigkeit in konstanter und dabei kürzestmöglicher Zeit abläuft und erfüllen zugleich die Forderung nach einem stets etwa gleichen, minimalen Rollenrest.

5.3.1. Aufstellen der Grundgleichungen

Läßt man den gesamten Klebevorgang ohne Unterbrechung, d. h. kontinuierlich ablaufen, so stellt die hierfür ermittelte Zeit ein Minimum für die betreffende selbsttätige Rollenwechselvorrichtung dar. Diese Mindestzeit ist vornehmlich durch den Drehwinkel des Rollensterns von seiner Arbeits- in die Anklebestellung und durch die Zeit für das Einschwenken des Tragrahmens für Bürste und Messer bestimmt. Die Aufgabe lautet nun, diese kürzeste Klebezeit t_1 bei jeder Produktionsgeschwindigkeit der Rotationsmaschine zu erreichen und dabei nach Beendigung des Klebeprozesses einen minimalen Rollenrest von etwa gleichbleibendem Durchmesser zu erhalten.

Die bei der Erörterung der theoretischen Zusammenhänge angegebene Gleichung (7) für die Bahnlänge gilt in ihrer allgemeinen Form auch für das Teilstück L_1 der Bahn, welches in der konstanten Zeit t_1 abgewickelt wird, d. h.

$$L_1 = v \cdot t_1 \quad (7a).$$

Nun ist die Geschwindigkeit v bei bekanntem Formzylinderumfang U_F der Drehzahl n_F des Formzylinders proportional. Mit

$$v = U_F \cdot n_F \quad (26)$$

erhält man danach die Bahnlänge

$$L_1 = U_F \cdot n_F \cdot t_1 \quad (7b).$$

Da die Papierrolle während des Klebevorganges vom Radius r_1 auf den Radius r_2 abläuft, kann man nach Gleichung (5) die Bahnlänge L_1 auch durch

$$L_1 = \frac{\pi}{s} (r_1^2 - r_2^2) \quad (5c)$$

ausdrücken.

Setzt man jetzt die rechten Seiten der Formeln (5c) und (7b) einander gleich, so ergibt sich, nach entsprechender Umformung, die Formzylinderdrehzahl n_F zu

$$n_F = \frac{\pi}{s \cdot U_F \cdot t_1} (r_1^2 - r_2^2) \quad (27).$$

Die Gleichung (27), die im übrigen eine spezielle Form der allgemeineren Gleichung (8) darstellt, besagt, daß bei gegebenen Werten für den Formzylinderumfang U_F und die Papierdicke s die Forderung nach stets konstanter Klebezeit t_1 bei gewünschtem Radius r_2 des Rollenrestes erfüllt wird, wenn die Formzylinderdrehzahl n_F zu Beginn des Rollenwechsels gleich ist dem Produkt aus einer Konstanten und dem Quadrat des augenblicklichen Rollenradius r_1 abzüglich einer weiteren Konstanten. Da nämlich den Parametern s , U_F und t_1 für einen gegebenen Fall ganz bestimmte Zahlenwerte zukommen, geht die Gleichung (27) in die Funktionsform

$$n_F = c_1 \cdot r_1^2 - c_2 \quad (27a)$$

mit

$$c_1 = \frac{\pi}{s \cdot U_F \cdot t_1} \quad (28)$$

und

$$c_2 = \frac{\pi \cdot r_2^2}{s \cdot U_F \cdot t_2} = c_1 \cdot r_2^2 \quad (29)$$

über.

Weiterhin besteht für die Drehzahl der Papierrolle beim Starten des Klebeablaufes die Beziehung

$$n_1 \cdot d_1 = n_F \cdot D_F \quad (30),$$

die, nach der Formzylinderdrehzahl aufgelöst, die Formzylinderdrehzahl

$$n_F = \frac{n_1 \cdot d_1}{D_F} = \frac{n_1 \cdot 2 \cdot r_1 \cdot \pi}{U_F} \quad (30a)$$

liefert.

Aus den Gleichungen (27) und (30a) folgt nunmehr der Zusammenhang zwischen der Rollendrehzahl n_1 und dem Rollenradius r_1 . Es wird

$$n_1 = \frac{r_1^2 - r_2^2}{2 \cdot r_1 \cdot s \cdot t_1} \quad (31)$$

oder, wiederum als Funktion dargestellt,

$$n_1 = c_3 \cdot r_1 - \frac{c_4}{r_1} \quad (31a)$$

mit

$$c_3 = \frac{1}{2 \cdot s \cdot t_1} \quad (32)$$

und

$$c_4 = \frac{r_2^2}{2 \cdot s \cdot t_1} = c_3 \cdot r_2^2 \quad (33).$$

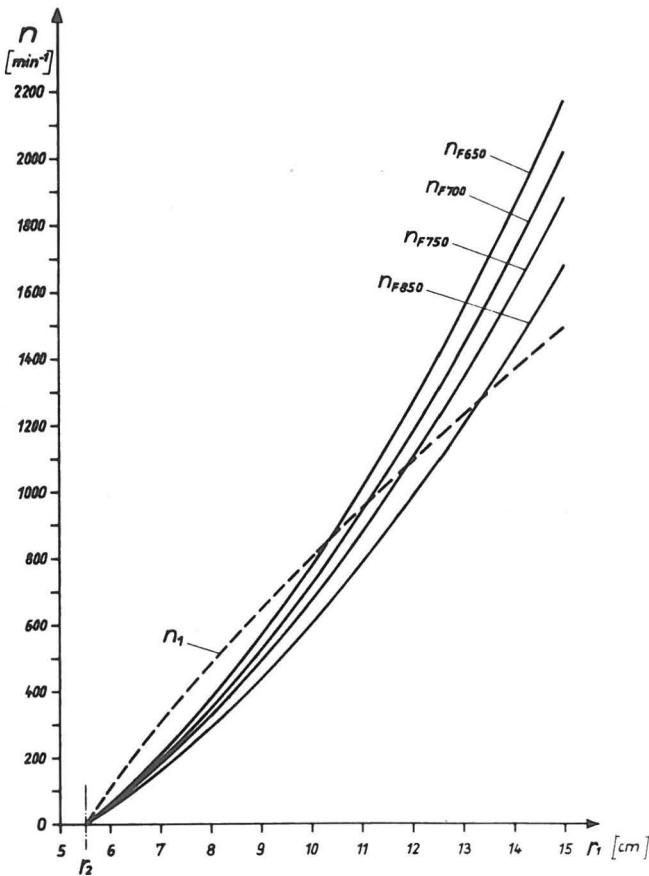


Abb. 40. Papierrollendrehzahl und Formzylinderdrehzahl als Funktion des beim Starten des Rollenwechsellvorganges benötigten Restrollendurchmessers; Papierstärke 0,065 mm

Zum besseren Verständnis sei der den Rechenoperationen zugrunde liegende Gedankengang nochmals kurz skizziert:

Für einen in konstanter Zeit ablaufenden Rollenwechselvorgang kann man bei vorgegebenem Formzylinderumfang für jede beliebige Papiergeschwindigkeit die Anzahl der Meter Papier errechnen, die während dieser Periode von der Papierrolle ablaufen. Aus den verschiedenen Papiergeschwindigkeiten ergeben sich durch einfache Umrechnung die zugehörigen Drehzahlen des Formzylinders. Ferner lassen sich bei bekannter Papierdicke aus den jeweils benötigten Längen der Papierbahn und dem angenommenen Durchmesser des Rollenrestes, der nach dem Klebeprozess übrig bleiben soll, die zugehörigen Durchmesser der Papierrolle zu Beginn des mit der Rollensterndrehung einzuleitenden Klebeablaufes ermitteln. Die nunmehr vorliegenden, einander zugeordneten Wertegruppen von Formzylinderdurchmesser, Formzylinderdrehzahl und Rollendurchmesser liefern schließlich die Werte für die Rollendrehzahl zu Beginn des Rollenwechsels. Die oben abgeleiteten Formeln basieren also auf der Doppelbedingung, daß nach dem bei beliebiger Maschinengeschwindigkeit ausgelösten und in konstanter Zeit durchgeführten Rollenwechselvorgang immer der gleiche, vorbestimmte Minimalrollenrest verbleibt.

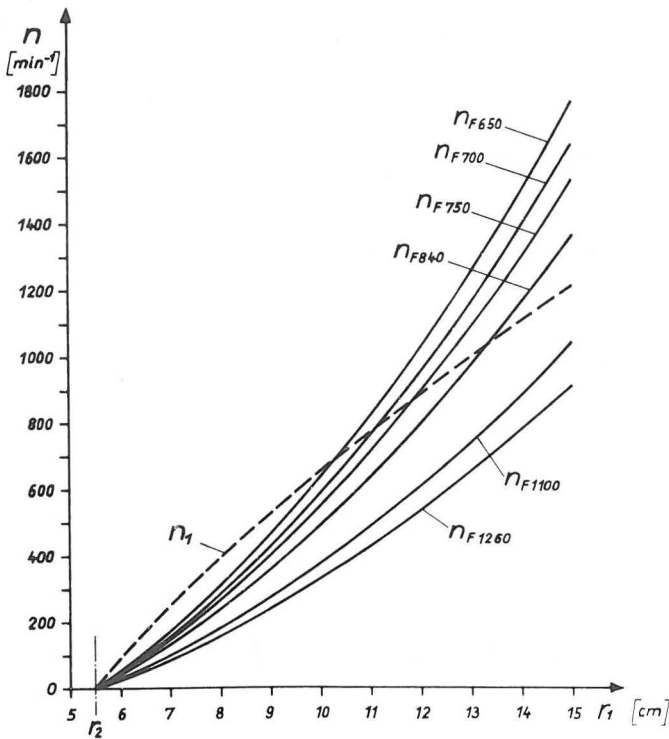


Abb. 41 Papierrollendrehzahl und Formzylinderdrehzahl als Funktion des beim Starten des Rollenwechselvorganges benötigten Restrollendurchmessers; Papierstärke 0,08 mm

In Tabelle 3a wurden nun die Drehzahlen n_1 der Rolle beim Starten der Anklebeoperation für verschiedene Rollenradien r_1 ermittelt. Dem Beispiel liegen folgende Werte zugrunde: minimale Anklebezeit (der untersuchten Rollenwechselvorrichtung) $t_1 = 40 \text{ sec}$; Papierdicke $s = 0,065 \text{ mm}$. Der Radius r_2 des Rollenrestes ist mit 55 mm angenommen, was bei einem Papphülsenaußendurchmesser von 100 mm einer Papierauflage von 5 mm entspricht. (Es wäre nicht sinnvoll, die Rolle noch weiter ablaufen zu lassen, da ihr Kern, bedingt durch die Art der Rollenherstellung in der Papierfabrik, meist keine einwandfreie Wicklung aufweist.)

Die zugehörigen Formzylinderdrehzahlen n_F für verschiedene Formzylinderumfänge ergeben sich aus der Tabelle 3b. — Analog hierzu liefern die Tabellen 4a und 4b die Drehzahlen und Durchmesser für die gleichen Verhältnisse, jedoch bei einer Papierdicke von 0,08 mm.

In den Abbildungen 40 und 41 wurden die ermittelten Werte der Rollen- und der Formzylinderdrehzahl über dem Rollenradius r_1 aufgetragen. Es handelt sich hierbei um „Augenblicksdiagramme“, also gewissermaßen um Momentaufnahmen, die nur für den Zeitpunkt des Startens der Rollenwechselvorrichtung gelten.

5. 3. 2. Startautomatik mit Impulsgabe bei konstanter Drehzahldifferenz

Das Kurvenpaar n_1 und n_{F700} der Abb. 40 soll nun näher untersucht werden. (Die Begründung für die Wahl eines so kleinen Formzylinderumfanges folgt später.) Diese beiden in Abb. 42 nochmals dargestellten Kurven können in dem durch die Grenzen $n_{F \min}$ und $n_{F \max}$ gekennzeichneten Abschnitt in erster Näherung als parallel zueinander verlaufend angesehen werden. Die meßtechnische Lösung der gestellten Aufgabe vereinfacht sich jedoch, wenn man die Kurve der Formzylinderdrehzahlen n_F als Ausgangsbasis wählt und diese in Ordinatenrichtung parallel zu sich verschiebt, bis sie die Kurve der Rollendrehzahlen n_1 an den Abszissenpunkten $r_{1 \min}$ und $r_{1 \max}$ schneidet. Somit wird die n_1 -Kurve in diesem Bereich durch eine neue, durch Parallelverschiebung der n_F -Kurve entstandene Kurve n_1^* ersetzt.

Auf diesem Lösungsgedanken beruht die vorzuschlagende neue Startvorrichtung. Da nämlich die beiden Drehzahlkurven n_F und n_1 unter der Voraussetzung einer bei allen Produktionsgeschwindigkeiten stets gleichen, minimalen Klebezeit errechnet wurden, und da die n_1^* -Kurve mit der n_1 -Kurve annähernd übereinstimmt, muß nur dafür gesorgt werden, daß der Klebeprozess bei einer vorbestimmten konstanten Differenz der Drehzahlen von Papierrolle und Formzylinder anläuft. Dann wählt sich diese Vorrichtung selbsttätig stets den jeweils für den Startimpuls geeigneten, d. h. den der gegebenen Papiergeschwindigkeit zugeordneten Durchmesser der auslaufenden Papierrolle, der nach dem ohne Unterbrechung durchgeführten Rollenwechselvorgang einen stets etwa gleich kleinen Rollenrest garantiert. Die Gesamtoperation wird also selbsttätig bei Erreichen eines von der Maschinendrehzahl und dem Formzylinderumfang abhängigen Durchmessers der Restrolle eingeleitet, d. h. der Rollendurchmesser ist zu Beginn der Klebepériode nicht konstant, sondern bei höherer Papiergeschwindigkeit entsprechend größer, bei niedrigerer entsprechend kleiner.

Um eine Aussage über die Genauigkeit dieses Verfahrens machen zu können,

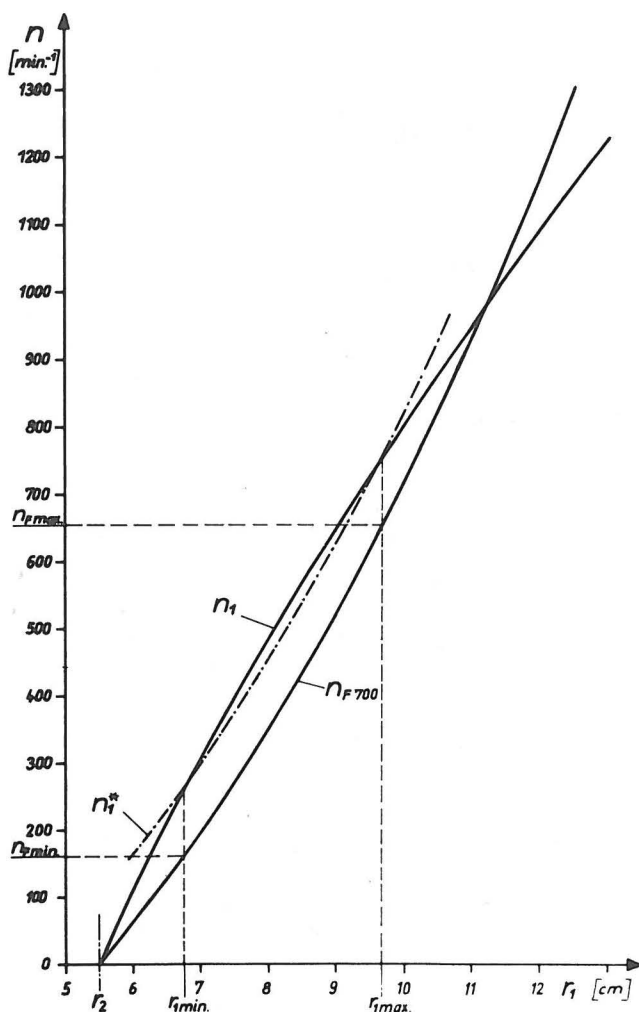


Abb. 42 Der neuentwickelten Startvorrichtung zugrunde gelegtes Drehzahl-Kurvenpaar

wurden in den Tabellen 5a, 5b, 6a und 6b die Rollenrestradien ermittelt, die auftreten, wenn man den selbsttätigen Anklebeprozess nicht nach dem exakten Kurvenverlauf der Abb. 42, sondern bei einer vorbestimmten, konstanten Differenz zwischen der Rollen- und der Formzylinderdrehzahl startet. Sämtlichen Tabellen liegt ein Formzylinderumfang von 700 mm und eine Klebezeit von 40 Sekunden zugrunde. In den Tabellen 5a und 5b wurde bei gleicher Papierdicke ($s = 0,065 \text{ mm}$) die Differenzdrehzahl einmal mit 125 min^{-1} , zum anderen mit 130 min^{-1} gewählt. Die Tabellen 5a und 6a unterscheiden sich dadurch, daß bei der Tabelle 6a der Wert für die Papierdicke mit $s = 0,075 \text{ mm}$ angenommen wurde. Schließlich weist Tabelle 6b nach, daß bei der Umstellung auf ein dickeres Papier ($s = 0,075 \text{ mm}$)

eine Korrekturmöglichkeit durch Verändern der Differenzdrehzahl besteht ($\Delta n = 100 \text{ min}^{-1}$ anstatt 125 min^{-1}). Zur Abhebung gegenüber den theoretischen Werten wurden bei dieser Untersuchung die auf der Basis einer konstanten Drehzahl-differenz errechneten Rollendrehzahlen und -radien mit einem Stern bezeichnet (Abb. 43).

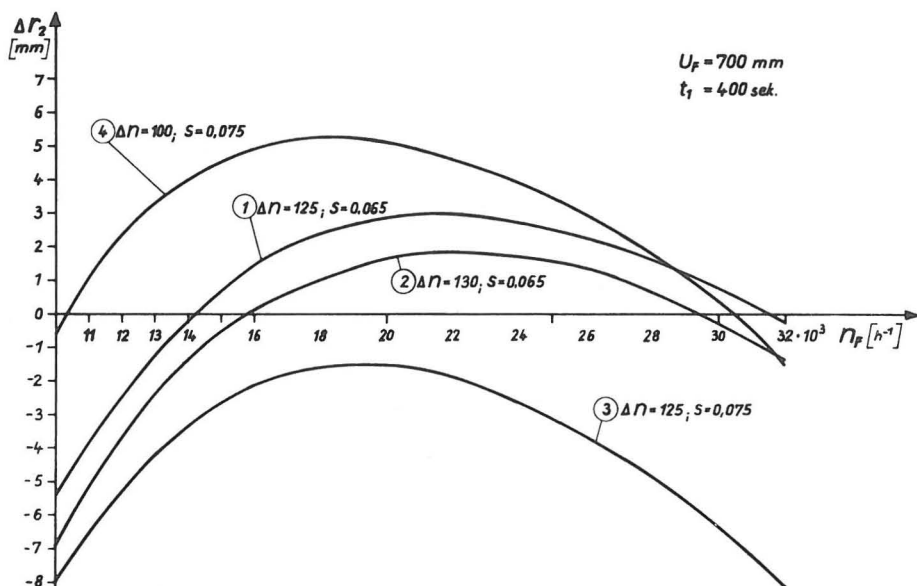


Abb. 43 Abweichungen vom angestrebten minimalen Rollenrest in Abhängigkeit von der Formzylinderdrehzahl bei verschiedenen Differenzdrehzahlen und Papierstärken

Abbildung 43 zeigt nun die sich bei den vier Tabellenbeispielen ergebenden Abweichungen vom angestrebten Rollenrest ($r_2 = 55 \text{ mm}$) als Funktion der Maschinendrehzahl. Man sieht zunächst (Kurven 1 und 2), daß bereits eine geringfügige Verkleinerung der Differenzdrehzahl den Drehzahlbereich, in dem nach dieser Methode ein selbsttätiger Rollenwechsel durchgeführt werden kann, beträchtlich vergrößert, wobei allerdings zugleich Δr_2 anwächst. Weiterhin ist der Übergang zu einem dickeren Papier ohne Unterschreitung des minimalen Rollenrestes möglich, wenn entsprechend eine andere Differenzdrehzahl vorgegeben wird (Kurven 1 und 4); andernfalls reicht der auf der Restrolle zu Beginn des Anklebevorganges vorhandene Papiervorrat nicht aus, um den Rollenwechsel in der vorgegebenen Zeit durchzustehen (Kurve 3). Gleichzeitig verschiebt sich dabei der Arbeitsbereich zu den niedrigeren Formzylinderdrehzahlen hin. Da jedoch bei den Zeitungs- und Zeitschriftenmaschinen die Papierdicken im allgemeinen nur geringfügig variiert werden, kommt bei ihnen den letztgenannten Zusammenhängen keine besondere Bedeutung zu.

Bei Kurve 1 beträgt die maximale Abweichung vom 55 mm großen theoretischen Rollenrestradius 3 mm, das sind, auf Bahnlänge umgerechnet, 16,4 m Papier. Bezieht man in die Beurteilung dieser Startvorrichtung noch die Toleranz in den Hülseindurchmessern und die unterschiedlich harte Wicklung der Papierrollen im Kern mit ein, so liegt die erreichte Genauigkeit durchaus innerhalb vertretbarer Grenzen. Im übrigen wird die Maximalabweichung sofort erheblich kleiner, wenn, was in der Praxis durchaus zutrifft, der Bereich der tatsächlichen Klebedrehzahlen schmaler ist (Vergleiche Kurve 2 mit $\Delta r_{2\max} = 1,9$ mm, das sind 3,45% von $r_{2\text{theor}}$, und $\Delta L_{1\max} = 10,3$ m.) Bei bekannter niedrigster und höchster Maschinendrehzahl für den Rollenwechsel läßt sich somit jeweils eine optimale Differenzdrehzahl ermitteln.

Nach dem Beispiel der Tabelle 5a kann der selbsttätige Anklebeprozess bei allen Maschinendrehzahlen zwischen etwa 14 000 und 32 000 h^{-1} durchgeführt werden. Nun kommt aber der bei diesem Rechnungsgang angenommene Formzylinderumfang von 700 mm bei Zeitungs- und Zeitschriften-Rotationsmaschinen praktisch nicht vor; dennoch wurde er als sogenannter Vergleichsumfang gewählt. Das hat seinen Grund darin, daß sich — siehe Abb. 40 und 41 — der Bereich der etwa konstanten Drehzahldifferenz mit wachsendem Formatumfang zu höheren Formzylinderdrehzahlen hin verschiebt. Beispielsweise kämen nach dieser Methode bei einem Formzylinderumfang von 1100 mm nur Rollenwechsel bei Drehzahlen über etwa 24 000 h^{-1} in Frage. Dieses Auswandern verhindert der kleine Vergleichsumfang. Läßt man nämlich den Geber für die Formzylinderdrehzahl im Verhältnis vom tatsächlichen zum Vergleichsumfang schneller laufen, so gilt nach wie vor die n_F -Kurve des Vergleichsumfanges. (Dem Geber wird also gewissermaßen der Umfang des Vergleichsformzylinders vorgetäuscht.) Für die tatsächlichen Drehzahlen des gegebenen Formzylinders verlagert sich dementsprechend der Arbeitsbereich mit etwa konstanter Drehzahldifferenz zu den niedrigeren Maschinendrehzahlen, wobei sich der Ordinatenmaßstab in Abbildung 42 analog dem Durchmesser Verhältnis der Formzylinder ändert. Unter dieser Voraussetzung erhält man dann für $U_F = 940$ mm (Berliner Format) die Grenzen 10 400 und 23 800 h^{-1} und für $U_F = 1120$ mm (Illustriertenformat mit Beschnittzugabe) die von 8750 und 20 000 h^{-1} . Bei einer variabelformatigen Rollen-Tiefdruckmaschine, die diesen Variabilitätsbereich besitzt, werden demnach mit einer einzigen Differenzdrehzahl fast alle heute üblichen Produktionsgeschwindigkeiten erfaßt. Man braucht dabei nur den Geber für die Maschinendrehzahl von einem der an der Papierrollenlagerung oder an den Zugorganen der Maschine vorhandenen, in ihrer Abtriebsdrehzahl stufenlos einstellbaren Getriebe anzutreiben, um gleichzeitig mit der Formatumstellung auch die gewünschte Anpassung der Startvorrichtung vorzunehmen.

Bei den festformatigen Rollen-Hochdruckmaschinen ist der Bereich der möglichen Anklebedrehzahlen wesentlich größer als bei den Tiefdruckmaschinen. Grundsätzlich ließe sich auch hier eine Differenzdrehzahl finden, die die Anwendbarkeit dieser Methode bei allen vorkommenden Formzylinderumfängen und Maschinendrehzahlen gewährleistet. Man müßte dabei allerdings eine größere maximale Abweichung im Rollenrestradius und damit in der verbleibenden Bahnlänge in Kauf

nehmen. Für das Beispiel nach Tabelle 7 und Abbildung 44 würde diese 5,2 mm bzw. rund 29 m Papier betragen. Dann könnte ein selbsttätiger Rollenwechsel bei Maschinendrehzahlen von ca. 14300 bis 36700 h⁻¹ (für U_F = 940 mm), bzw. 12000 bis 30700 h⁻¹ (für U_F = 1120 mm), bzw. 11200 bis 28700 h⁻¹ (für U_F = 1200 mm) zugelassen werden. Bei den kleineren Formaten läge dabei die kleinstmögliche Anklebedrehzahl verhältnismäßig hoch, während andererseits der gesamte Drehzahlbereich nicht ausgenutzt würde, da Produktionsdrehzahlen von 35000 h⁻¹ und mehr bis heute nicht bekannt sind.

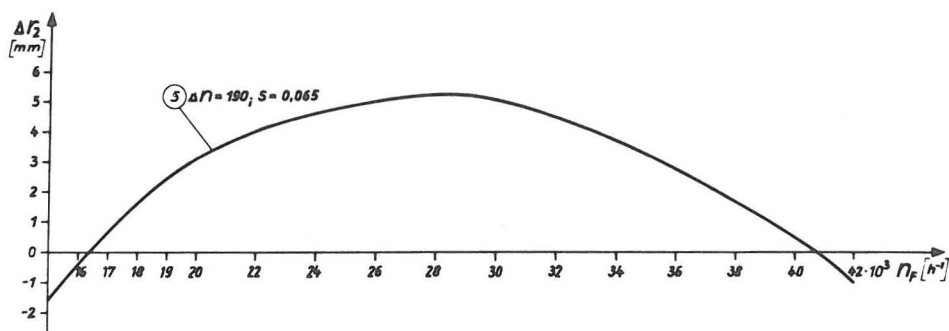


Abb. 44 Vergrößerung des Arbeitsbereiches der Startvorrichtung durch Verändern des Vergleichs-Formzylinderumfanges und der Differenzdrehzahl

Diese Überlegungen sprechen dafür, bei Rollen-Hochdruckmaschinen den Bereich der möglichen Formatumfänge in zwei oder mehrere Gruppen zu unterteilen und jeder einen passenden Vergleichsformzylinder-Umfang mit zugehöriger Differenzdrehzahl derart zuzuordnen, daß innerhalb einer Formatgruppe das Gebiet der beim selbsttätigen Ankleben praktisch vorkommenden Maschinen- und Rollendrehzahlen im Feld der etwa konstanten Drehzahldifferenz liegt. Da es sich hierbei um festformatige Maschinen handelt, wird dann von Haus aus eine entsprechende Untersetzung im Antrieb des Maschinendrehzahlgebers vorgesehen.

Ein Ausführungsbeispiel⁷³⁾ einer nach dem Prinzip der konstanten Drehzahldifferenz arbeitenden Startvorrichtung sei anhand des Schaltbildes Abb. 45 beschrieben: Zwei Wechselstromgeber WG₁ und WG₂ mit gleicher Drehzahlcharakteristik, vom Formzylinder (oder einer in einem festen Verhältnis zu diesem umlaufenden Maschinenwelle) bzw. vom Tragkonus der Papierrolle (eventuell über einen entsprechend unteretzten Riementrieb) angetrieben, erzeugen den jeweiligen Drehzahlen proportionale Spannungen, die über die zugehörigen Gleichrichter G₁ und G₂ gleichgerichtet und geglättet werden. Die beiden Gleichspannungen sind gegeneinander geschaltet und durch Widerstandspaare R₃, R₅ und R₄, R₆ so abgeglichen, daß bei einer konstanten Differenzdrehzahl die Differenzspannung bei allen vorkommenden Formzylinder- und Rollendrehzahlen gleich hoch bleibt.

Die Differenzspannung wird über einen Widerstand R₁ der Steuerwicklung A 6 eines magnetischen Relais-Kippverstärkers (Transduktors) zugeführt. Parallel zu diesem

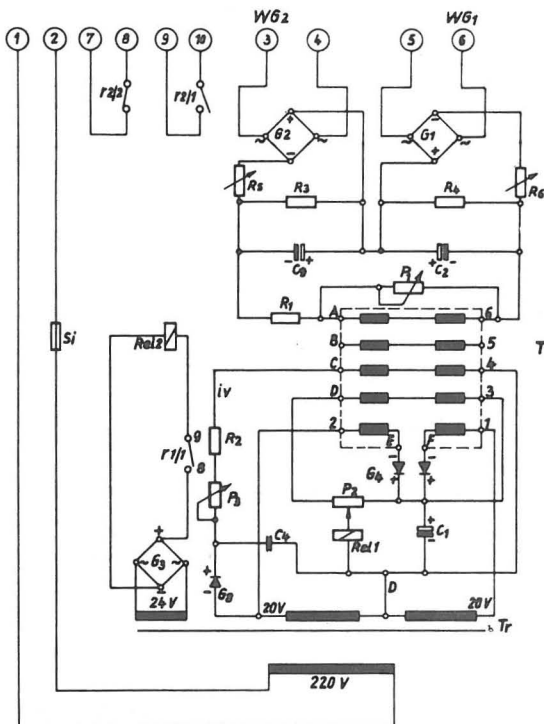


Abb. 45 Steuerschaltung
für Drehzahldifferenz (nach Zeichnung 24 143,
Noris Tachometerwerk)

Widerstand R_1 liegt ein Einstellwiderstand P_1 zur Vorwahl einer bestimmten Differenz-Schalt-drehzahl bzw. -spannung.

Die Wicklung C 4 des Transduktors erhält über einen einstellbaren und einen festen Widerstand P_3 und R_2 einen Gleichstrom, dessen Höhe den Anfangsschaltwert, d. h. die minimal mögliche Differenzdrehzahl festlegt. E 2 und F 1 sind die Wechselstromwicklungen des Transduktors, deren Widerstände durch den Steuerstrom über die Steuerwicklung A 6 verändert werden. Zwischen diesen Wicklungen und dem Mittelpunkt des Netztransformators Tr liegt das Schaltrelais Rel 1. Damit auch bei nur langsam sich änderndem Steuerstrom ein schnelles Umkippen des Schaltrelais eintritt, wird ein Teil dieser Spannung über einen Einstellwiderstand P_2 auf die Rückkopplungswicklung D 3 des Transduktors geführt.

Die Schwachstromkontakte r1/1 des Relais Rel 1 schalten das Relais Rel 2 mit seinen Starkstromkontakten r2/1 und r2/2, dessen Betriebsspannung die 24-Volt-Wicklung des Netztransformators Tr mit dem Gleichrichter G_3 liefert. Die Kontakte r2/1 des Relais Rel 2 schließen den Steuerstromkreis für ein Hilfsschütz des Rollensternendrehmotors und leiten dadurch den Rollenwechselvorgang ein.

Mit jedem n_1 - n_F -Kurvenpaar ließen sich nun vielfältige mathematische Operationen durchführen, die einen tieferen Einblick in die Gesetzmäßigkeiten der vorgeschlagenen neuen Startvorrichtung gewähren würden. So könnte man z. B. die beiden

Funktionen nach r_1 differenzieren, voneinander subtrahieren und den dabei erhaltenen Ausdruck gleich Null setzen, um daraus den Wert für r_1 zu errechnen, bei dem die Drehzahldifferenz $n_1 - n_f$ ein Maximum wird. Ferner wäre es möglich, die beiden Kurven in ihrem mittleren Bereich nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate zu linearisieren, wobei die Ausgangspunkte so gewählt werden müßten, daß die Steigungen der beiden Geraden gleich sind.

Derartige analytische Untersuchungen dürften sich jedoch im Rahmen dieser Arbeit erübrigen, da es im praktischen Falle jeweils nur darauf ankommt, für vorgegebene Verhältnisse (Papphülsendurchmesser der Papierrolle, Papierstärke und Rollenwechselzeit) den Umfang des Vergleichsformzylinders und die Arbeits-Differenzdrehzahl so zu wählen, daß die Rollenanklebung im gewünschten Geschwindigkeitsbereich der Maschine gewährleistet ist. Diese für die spezielle Rollenwechselvorrichtung charakteristischen Werte werden zweckmäßigerweise für verschiedene Bedarfsfälle tabellarisch ermittelt und den Konstruktionsunterlagen beigelegt.

5. 3. 3. Startautomatik mit entsprechend der Maschinengeschwindigkeit veränderlicher Tasterlage

Unter Benutzung des gleichen Lösungsgedankens, nämlich den die Rollenstern-drehung auslösenden Steuerimpuls jeweils bei Eintritt eines von der Bahngeschwindigkeit in der Maschine abhängigen Restrollendurchmessers zu geben, läßt sich noch ein anderer Lösungsweg beschreiben. Das gesteckte Ziel, daß nach einem stets in ungefähr konstanter und möglichst kurzer Zeit ablaufenden Verbindungsvorgang jeweils ein gleicher, sehr geringer Rollenrest als Abfall verbleibt, wird auch erreicht, wenn man zum Abfühlen des Durchmessers der Restrolle einen Taster benutzt, dessen Wirklage radial zur Restrolle entsprechend der Maschinendrehzahl selbsttätig veränderlich ist.

Dieses Prinzip kann vor allem bei festformatigen Maschinen angewendet werden, bei denen im allgemeinen keine Notwendigkeit besteht, Papiersorten von unterschiedlicher Stärke zu verarbeiten, so daß der Durchmesser der ablaufenden Rolle bei gleicher Bahngeschwindigkeit und Zeit stets gleich rasch abnimmt.

In Ausgestaltung einer Startvorrichtung nach diesem Vorschlag soll die Lageänderung eines optisch reagierenden Reflexionstasters gegen die Papierrolle vorzugsweise durch eine Kurvenscheibe erfolgen, die selbsttätig derart verdrehbar ist, daß ihre Einstellung jeweils der Maschinendrehzahl entspricht (Abb. 46).

Beispielsweise kann diese Kurvenscheibe auf der Welle eines elektrischen Stellmotors sitzen, dessen Winkelstellung abhängig ist von einer der Formzylinderdrehzahl proportionalen elektrischen Spannung, die ein von der Maschinenwelle aus über ein entsprechendes Vorgelege angetriebener Tachometergenerator erzeugt. Zur Aufrechterhaltung seiner Gleichgewichtslage in jeder Winkelstellung steht dabei der Stellmotor unter der Einwirkung einer spiralförmig gewundenen Biegefeder oder auch einer geeigneten Torsionsfeder. Die Kurvenform der Steuerscheibe und die Kennlinie der den Anker des Stellmotors in jeder Wirklage fesselnden Feder werden derart bestimmt, daß der Reflexionstaster in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit selbsttätig immer auf den Durchmesser der Restrolle ein-

gestellt wird, der einen kontinuierlichen Ablauf des gesamten Klebevorganges in kürzester Zeit und einen dabei stets etwa gleichbleibenden geringen Rollenrest nach dem Rollenwechsel gewährleistet. Die Gesetzmäßigkeiten für die Konstruktion der Steuerkurve ergeben sich dabei aus den im vorausgehenden Abschnitt entwickelten Gleichungen.

Erwünschtenfalls genügt auch eine einzige Steuervorrichtung für sämtliche Arme des Rollensterns. Dann werden die entsprechenden Steuerelemente nicht dort, sondern an der Maschinenseitenwand befestigt. Dabei ist jedoch Voraussetzung, daß die ablaufende Papierrolle eine bestimmte Lage zum Taster einnimmt, die beispielsweise ein Endschalter sichert. Anstelle des Reflexionstasters kann weiter ein mechanisch oder elektrisch reagierender Taster Verwendung finden. Es ist auch denkbar, die Funktionen des Tachogenerators und des Stellmotors durch andere geeignete Steuerelemente, z. B. durch einen von der Maschine aus angetriebenen Fliehkraftregler, ausüben zu lassen. Schließlich wird es durch wechselweise Verwendung unterschiedlicher Steuerkurven und gegebenenfalls noch dazu durch entsprechendes Nachstellen der Feder zum Fesseln des Drehmomentes des Stellmotors möglich, die bei einer bestimmten Änderung der Maschinendrehzahl erzielbare Bewegungsgröße des Tasters zu beeinflussen, d. h. wahlweise jede praktisch vorkommende Papierbahndicke zu verarbeiten.

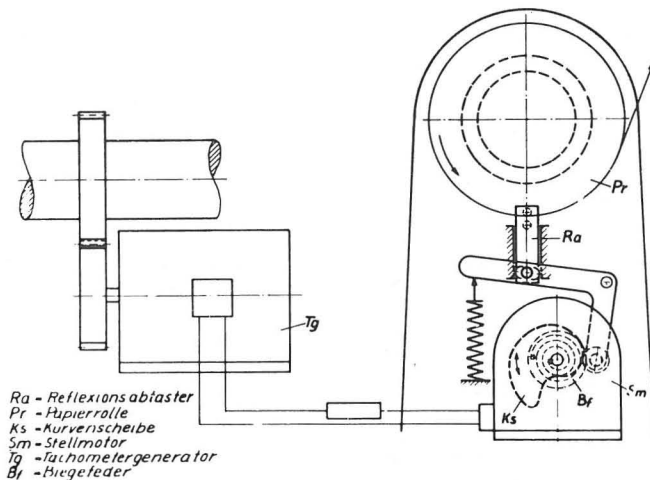


Abb. 46 Startautomatik mit veränderbarer Wirklage eines Tasters an der Papierrolle

Die Größe der Abweichung vom vorbestimmten Rollenrest am Ende des Anklebevorganges hängt bei dieser Startvorrichtung neben der schlagfreien und klangharten Wicklung der Rollenendpartie einzig von der Fertigungsgenauigkeit der graphisch oder mathematisch ermittelten Steuerkurvenform und von der erzielbaren Proportionalität zwischen Maschinendrehzahl und Steuerkurven-Verdrehwinkel ab. Diese Methode ist daher, grundsätzlich betrachtet, exakter als die der

konstanten Drehzahldifferenz. Dennoch erhielt letztere für den praktischen Druckereibetrieb den Vorzug, da sie sich mit verhältnismäßig einfachen, robusten, wartungsfreien und platzsparenden Bauelementen verwirklichen läßt.

5.3.4. Vergleich der beiden neuen Startvorrichtungen mit den bisher bekannt gewordenen Systemen

Die beiden neuen Startvorrichtungen lösen eine dreifache Aufgabe: sie leiten automatisch die gesamte Folge der Anklebeoperationen mit einem einzigen, einmaligen Steuerimpuls ein, der selbsttätig bei jeder beliebigen Maschinengeschwindigkeit auslösbar ist; die Zeit für die Durchführung des Rollenwechsels ist dabei stets konstant und stellt gleichzeitig die kürzestmögliche dar, unabhängig von der speziellen Maschinengeschwindigkeit, bei der die Maschine arbeitet; schließlich verbleiben nach dem Rollenwechsel stets etwa gleiche kleinste Rollenreste.

Diese drei Kombinationsmerkmale weist keine der bisher bekannt gewordenen Startvorrichtungen auf. Vielmehr sind die vorbekannten Vorrichtungen von der Tourenzahl der Maschine abhängig. Entweder fallen bei Verwendung dieser Aggregate unterschiedlich große Rollenreste an, oder der Anklebevorgang dauert unterschiedlich lange.

Die Überlegenheit der vorgeschlagenen Startvorrichtungen gegenüber jenen, die den Steuerimpuls für den mit der Rollensternndrehung beginnenden Verbindungsvorgang stets beim gleichen Restrollendurchmesser auslösen^{48) 49) 50) 51) 52) 53)}, mag folgendes Zahlenbeispiel verdeutlichen: Wird bei den bekannten Ausführungen der Rollendurchmesser, bei dem die Startvorrichtung anspricht, beispielsweise so vorbestimmt, daß der Anklebeprozess bei einer Maschinendrehzahl von $24\,000\text{ h}^{-1}$ kontinuierlich, d. h. ohne Unterbrechung abläuft, dann erhöht sich, gleiche Papierdicke und einen gleichen Rollenrest als Abfall vorausgesetzt, bei einer niedrigeren Maschinendrehzahl von $18\,000\text{ h}^{-1}$ die Gesamtzeit für den Rollenwechsel zwangsläufig um $\frac{1}{3}$ des ursprünglichen Wertes. Wenn also die Anklebeoperation z. B. bei der schnelleren Gangart der Maschine 40 Sekunden beansprucht, dann dauert sie bei der langsameren 53,33 Sekunden. In diesen zusätzlichen 13,33 Sekunden laufen aber bei einem Formatumfang von 1200 mm 80 Meter Papier ab, denen rund 67 Druckexemplare bei einfacher (gesammelter) bzw. 133 bei doppelter (ungesammelter) Produktion entsprechen.

Wie die verschiedensten unabhängig voneinander durchgeführten wissenschaftlichen Untersuchungen^{24) 26) 27)} gezeigt haben, sind insbesondere beim selbsttätigen Ankleben einer neuen Papierrolle erhebliche Schwankungen in der Papierbahnspannung zu erwarten, so daß zum mindesten für einen Teil der eben errechneten Anzahl von Druckexemplaren eine besondere Gefährdung durch Registerschwankungen besteht. Da beim Drucken einer Auflage mehrere Rollenwechsel stattfinden, meist noch bei den einzelnen Rollenlagerungen einer Maschine zu unterschiedlichen Zeiten, kann der hierdurch entstehende Makulaturanfall sehr erheblich sein.

Im Gegensatz dazu tritt bei einer auf dem Prinzip der konstanten Drehzahldifferenz mit gleichbleibender Rollenwechselzeit beruhenden Startautomatik, der beispiels-

weise die Daten der Tabelle 7 zugrunde liegen, im obigen Falle nur eine Abweichung im Rollenrestradius von rund 1,4 mm (dem entsprechen ca. 8 m Bahnlänge) zwischen der höheren und der niedrigeren Maschinendrehzahl auf.

Der Unterschied in der Leistungsfähigkeit dieser beiden Systeme wird bei einem größeren Drehzahlbereich noch augenscheinlicher. So liefert z. B. die Methode der konstanten Drehzahldifferenz unter den angenommenen Verhältnissen bei einer Maschinendrehzahl von 24000 h^{-1} den gleichen Rollenrest wie bei etwa 14500 Touren, während sich vergleichsweise die Gesamtklebezeit bei den anderen Bauarten auf über 66 Sekunden erhöht, wobei hierbei zusätzlich ca. 127 Meter Papier verbraucht werden (ausgehend von den Werten des Zahlenbeispiels). Auch eine längere Grundzeit für den Rollenwechsellvorgang beeinflusst diese Gegenüberstellung weiter zu Ungunsten der konventionellen Ausführungen.

Wie bereits vorne ausführlich dargestellt, wurde bei einer anderen bekannten Vorrichtung⁵⁴⁾ versucht, den Nachteil, der sich aus dem Starten des Anklebeprozesses bei stets gleichen Restrollendurchmessern ergibt, dadurch auszuschalten, daß der einleitende Steuerimpuls bei unterschiedlichen Durchmessern der zu Ende gehenden Papierrolle ausgelöst wird. Es fehlte dabei jedoch die Erkenntnis über die tatsächlichen mathematischen Gesetzmäßigkeiten der zeitlichen Änderung des Rollendurchmessers und der Rollendrehzahl gegen Ende der Abrollung bzw. über die Beziehungen zwischen den Drehzahlen von ablaufender Papierrolle und Maschine. Diese Startvorrichtung kann daher im allgemeinen die eingangs dieses Abschnittes angeführte Kombination von Aufgaben ebenfalls nicht erfüllen.

Abschließend hierzu seien die drei nunmehr vorliegenden Lösungsgedanken für eine Startautomatik (stets gleicher Durchmesser der Restrolle; Restrollendurchmesser linear proportional zur Maschinengeschwindigkeit; Restrollendurchmesser proportional der Wurzel einer Summe, mit der Maschinengeschwindigkeit und einer Konstanten als Summanden) in einem Diagramm einander gegenübergestellt (Abb. 47 und Tabelle 8).

Dem Beispiel liegen folgende Daten zugrunde: Papierstärke 0,065 mm; Außendurchmesser der Papphülse 100 mm; Durchmesser des Rollenrestes 110 mm. Die Wahl der Durchmesserwerte für die beiden erstgenannten Steuerungen erfolgte dabei derart, daß bei einer Maschinengeschwindigkeit von 5 m/sec der gesamte Rollenwechsel kontinuierlich in 40 sec abläuft, also genau in der Zeit, die auch für die hier vorgelegten neuen Lösungsvorschläge als Minimum angesetzt wurde.

Es zeigt sich dabei folgendes: mit der neuentwickelten Startautomatik wird beim Rollenwechsel, unabhängig von der Maschinengeschwindigkeit, stets nach Ablauf der gleichen Zeit der gleiche vorbestimmte Rollenrest erreicht. Löst jedoch der einleitende Steuerimpuls den mit der Rollensterndrehung beginnenden Anklebevorgang bei einem in allen Fällen gleich großen Durchmesser der auslaufenden Rolle aus, dann stellt die Geschwindigkeit von 5 m/sec die obere Grenze dar, die ohne Veränderung des vorbestimmten Durchmessermaßes nicht überboten werden kann, weil sonst die auf der Restrolle vorhandene Bahnlänge nicht mehr ausreicht, um den Gesamtklebeprozeß durchzustehen. Bei niedrigeren Geschwindigkeiten dauert der Rollenwechsel im Verhältnis der als Maximum angenommenen zur tat-

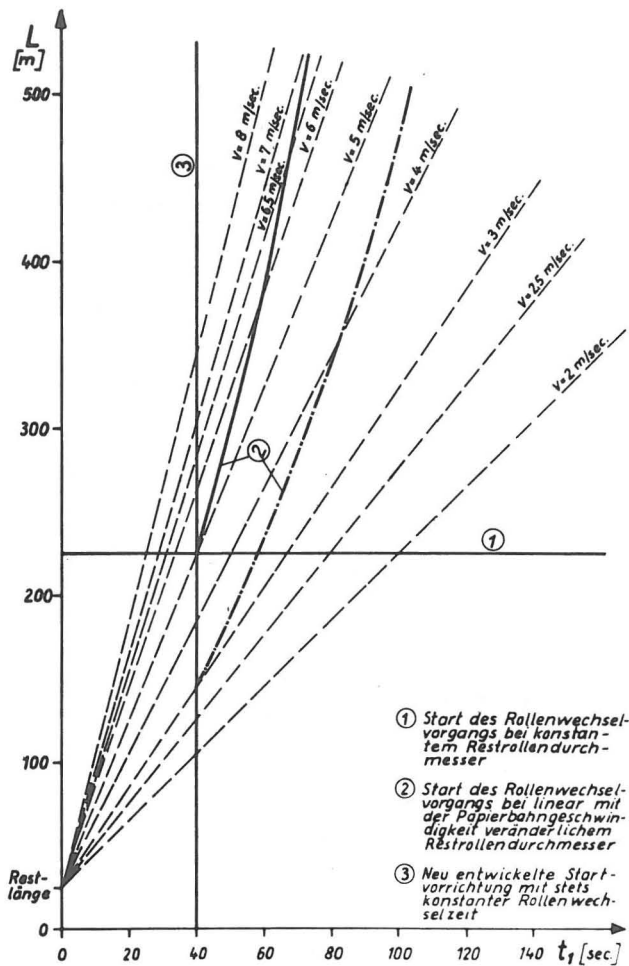


Abb. 47 Gegenüberstellung der drei Startautomatik-Systeme

sächlichen Maschinengeschwindigkeit länger, wenn man den gleichen Rollenrest erzielen will. Für eine Startvorrichtung nach dem Prinzip eines linear-proportional zur Maschinengeschwindigkeit anwachsenden Restrollendurchmessers gibt umgekehrt die 5-m/sec-Linie im vorliegenden Beispiel die minimale Anklebegeschwindigkeit an. Bei rascherer Gangart der Maschine kann dabei die Anklebezeit ebenfalls nicht konstant bleiben, wenn der Rollenrest die gleichen Abmessungen haben soll. Bei dieser Vorrichtung kommt noch hinzu, daß die Verhältnisse hinsichtlich der Gesamtklebezeit wachsend ungünstiger werden, je größer man den Drehzahl-Arbeitsbereich der Rollenwechselvorrichtung wählt. Um diesen Zusammenhang anschaulich zu machen, wurde in Abbildung 47 zusätzlich die Kurve mit einem Basiswert von 3 m/sec Maschinengeschwindigkeit eingetragen.

5. 4. Beschleunigen der Ersatz-Papierrolle

Das Beschleunigen der neuen Papierrolle auf die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit anschließend an das Einleiten des Rollenwechselforganges soll der vorhandene Gurtantrieb übernehmen. Dabei braucht, im Gegensatz zu einer bekannten Anklebevorrichtung⁵¹⁾, das Gurtpendel nicht von der Restrolle abgehoben zu werden, wenn man den dreieckförmig geführten Riemenzug so anordnet, daß es eine bestimmte Stellung des Rollensterns gibt, in der die zu Ende gehende Papierrolle den Gurt bereits verlassen hat, die Ersatzrolle jedoch noch nicht in dessen Wirkungsbereich gelangt ist. In dieser Stellung wird nun der endlose Riemen für kurze Zeit stillgesetzt, so daß die anzuklebende Rolle im weiteren Verlauf der Rollenstern-drehung unter den stehenden Gurt kommt. Nach Erreichen einer genügend guten Umschlingung zwischen Riemen und Rolle folgt dann der Beschleunigungsvorgang. Auf diese Weise läßt sich jeder nachteilige Schlupf zwischen der Ersatzrolle und den an ihrem Umfang wirksam werdenden Antriebsmitteln und damit ein Zerreißen, Einreißen oder Zerknüllen des Papiers oder ein Lockern bzw. Losewerden der Klebestelle vermeiden.

Die Anwerfautomatik besteht im wesentlichen aus einer in den Antriebszug von der Maschinenwelle zur Gurtwalze eingebauten Kupplung, einer dieser nachgeschalteten Bremse und den erforderlichen Schaltgeräten (Abb. 48).

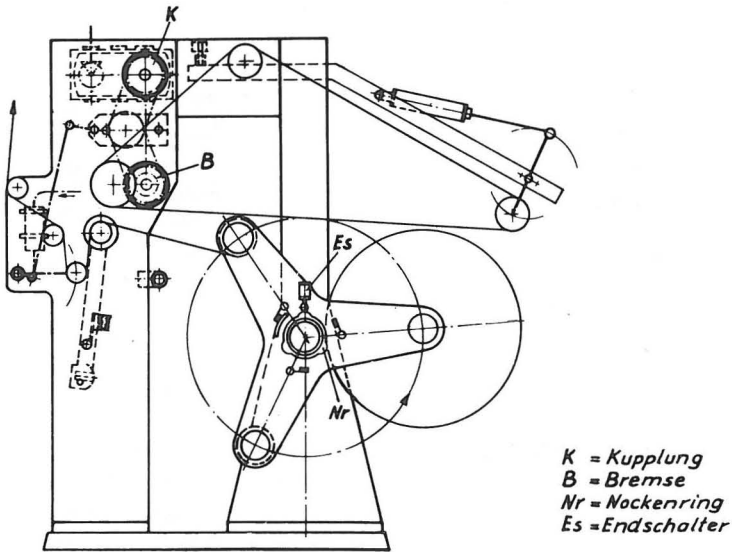


Abb. 48 Papierrollenwechselfvorrichtung mit Anwerfautomatik für die Ersatzrolle

Die Anlaufkupplung und die Gurtbremse steuert ein mit der Rollensterntragspindel verbundener Nockenring, dessen drei um 120° im Umfang versetzte Nocken einen ortsfesten Endschalter betätigen. Dabei ist durch einen entsprechenden Aufbau der elektrischen Schaltung sichergestellt, daß bei einer Anklebeoperation nur jeweils

der erste Steuerimpuls des Endschalters wirksam wird, selbst wenn sich der dreiarmlige Rollenstern um mehr als 120° weiterdreht und demzufolge der nächste Nocken den Endschalter ein zweites Mal betätigt, was bei kleineren anzuklebenden Papierrollen vorkommt. Kupplung und Bremse liegen am gleichen Schütz, um Fehlschaltungen zu vermeiden.

Mit dem Starten des selbsttätigen Anklebevorganges beginnt der Rollenstern sich zu drehen. Er bringt dabei die Restrolle aus dem Bereich des endlosen Gurtes. Kurz bevor die neue Rolle den Gurt berührt, trifft ein Nocken des Kontaktringes auf den Endschalter und löst dadurch die Kupplung im Antrieb zur Gurtwalze. Gleichzeitig wird die Bremse eingeschaltet, um den Riemen in kürzester Zeit stillzusetzen. Somit erübrigt es sich, die Rollensterndrehung zu unterbrechen.

Da die Drehzahl der Rollensternspindel bekannt und unabhängig von der Maschinengeschwindigkeit ist, kann das Lösen der Bremse und das Wiedereinschalten der Kupplung über ein einstellbares Zeitrelais erfolgen. Es besteht aber auch die Möglichkeit, die Stillstandsdauer des Gurtes durch eine entsprechende Bogenlänge des Nockenringes vorzubestimmen, wobei dann das Freiwerden des Endschalters den erforderlichen zweiten Steuerimpuls liefert. Beide Maßnahmen gestatten, den Anwerfvorgang erst nach Erreichen der optimalen Umschlingung der Ersatzrolle durch den Gurt einzuleiten.

Das erforderliche Beschleunigungsmoment hängt vor allem von den Rollenabmessungen und der gewünschten Beschleunigungszeit ab. Bei der Dimensionierung der Kupplung muß dabei von den ungünstigsten Verhältnissen, nämlich der maximalen Rollenbreite und dem maximalen Rollendurchmesser, ausgegangen werden. In der Praxis kommen aber häufig dreiviertel-, halb- und sogar einviertelbreite Papierrollen, eventuell noch mit vermindertem Durchmesser, zur Verwendung. Das bedeutet, daß das tatsächlich geforderte Moment weniger als $\frac{1}{4}$ des der Dimensionierung zugrunde gelegten betragen kann. Eine Kupplung, die sich diesen veränderten Bedingungen nicht anpassen läßt, würde eine schmalere Rolle in wesentlich kürzerer Zeit beschleunigen, wobei dann die Gefahr von Einrissen in der obersten Papierlage besteht. Ein sanftes Anwerfen bei allen Betriebsbedingungen ist daher unerlässlich.

Andererseits muß die Kupplung beim normalen Abwickeln der Papierrolle den Gurtantrieb möglichst starr und schlupffrei mit der Maschinenwelle verbinden, um Schwankungen in der Papierspannung zu vermeiden. Diese Bedingung gilt im besonderen Maße für die Extremfälle des Anfahrens und Abstoppens der Rotationsmaschine.

In mehreren Druckereien durchgeführte praktische Erprobungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen haben ergeben, daß Elektromagnet-Lamellenkupplungen durchaus geeignet sind, diese beiden Forderungen in gleicher Weise zu erfüllen. Man kann bei ihnen das Drehmoment durch Vergrößern des Luftspaltes zwischen Spulenkörper und Ankerscheibe und durch Verringern der Kupplungsspannung bzw. des -stromes verkleinern⁷⁴⁾. Diesen Einstellmöglichkeiten sind allerdings bestimmte Grenzen gesetzt, da bei einem zu großen Luftspalt oder einer zu

geringen Erregerspannung die Ankerscheibe nicht mehr angezogen bzw. die Funktionssicherheit der Kupplung beeinträchtigt wird.

Die bei der Lamellenkupplung vorliegende Begrenzung in der Anpassungsfähigkeit ist bei einer Induktionskupplung, deren charakteristische Eigenschaften und Kennlinien bereits im Abschnitt über die Konstanthaltung der Papierspannung beim selbsttätigen Rollenwechsel behandelt wurden, nicht gegeben. Die leichte Steuerbarkeit der Induktionskupplung, auch während des Betriebes, gestattet, das Kuppelungsmoment genau auf das jeweilige Lastmoment abzustimmen, so daß auch bei unterschiedlichsten Betriebsbedingungen stets die gleiche Anlaufzeit erreichbar ist. Ebenso kann man den Anlauf beliebig weich gestalten. Die Vorwahl des gewünschten Verhaltens geschieht zweckmäßig durch einen im Erregerstromkreis angeordneten Verstellwiderstand. Da das Drehmoment bei diesen Kupplungen ohne mechanische Berührung übertragen wird, bleibt eine einmal getroffene Einstellung in ihrer Wirkung unveränderlich erhalten. Um ein sanftes Beschleunigen zu gewährleisten, läßt sich erwünschtenfalls auch ein automatisch arbeitendes Anlaufgerät einbauen, das die Erregerspannung und damit den Anwerfvorgang nach einem vorgegebenen Programm steuert.

Diese Eigenschaften machen die Induktionskupplung zur idealen Anlaufkupplung. Leider tritt jedoch, wie bei eigenen Versuchen festgestellt wurde, beim Übergang vom Schlupf- in den Synchronlauf ein pulsierendes Moment auf, das je nach Beschaffenheit des Antriebes im speziellen Anwendungsfall zu mehr oder weniger starken Geräuschen und zu Vibrationen in den Gestellteilen der Rollenlagerung führt. Obwohl sich diese Erscheinung nicht schädlich auf den Arbeitsablauf auswirkt, sind die hierdurch hervorgerufenen Schwingungen, auch wenn diese nur kurze Zeit dauern, sehr lästig.

Es gibt zwar auch Induktionskupplungen, bei denen dieses Rattern nicht auftritt. Diese arbeiten jedoch im Betriebszustand unter Schlupf (Abb. 36), wobei ihre Abtriebsdrehzahl belastungsabhängig ist. Diese Ausführung eignet sich daher nicht für die Anwerfautomatik an Rollenlagerungen von Rotationsmaschinen.

5. 5. Sonstige Maßnahmen an der Papierrollenlagerung

In bestimmten Fällen können zur Erhöhung der Betriebssicherheit bzw. zur Erleichterung der Überwachung selbsttätiger Rollenwechsellvorrichtungen Zusatzaggregate erforderlich werden. Einige typische Aufgaben dieser Art und ihre möglichen Lösungen seien daher kurz skizziert.

5. 5. 1. Klebewalze

Bei den Anklebevorrichtungen wird die ablaufende Papierbahn üblicherweise mittels einer Klebebürste gegen die Ersatzrolle gedrückt. Die meistens aus mehreren Einzelbürsten bestehende Klebebürste kann sich dabei infolge ihrer federnden Aufhängung und der Elastizität der weichen Borsten auch unrunder, schlagenden und eingedellten Rollen gut anpassen.

Diesem Vorteil steht gegenüber, daß eine Bürste stark bremsend auf die ablauf-

fende Bahn wirkt, wodurch gerade beim Herstellen der Klebeverbindung die Papierbahnschpannung beträchtlich ansteigt^{24) 69)}. Um diesen auch mit Registerschwankungen verbundenen Spannungsanstieg zu vermeiden, rüstete man schon vereinzelt manuelle Anklebevorrichtungen an einfachbreiten Rollen-Tiefdruckmaschinen (mit Arbeitsbreiten bis zu ca. 880 mm) anstelle der Klebebürste mit einer Klebewalze aus⁷⁵⁾.

Eigene Versuche und Erprobungen in Druckereien haben gezeigt, daß bei Verwendung einer Klebewalze nur dann eine einwandfrei glatte, faltenfreie Klebestelle erzielt werden kann, wenn man einen sehr weichen Gummibelag wählt, der es der Walze gestattet, sich den Unebenheiten der Rollenoberfläche willig anzupassen. Von den untersuchten Bezugsmaterialien bewährte sich dabei am besten ein ca. 25 mm dicker Schaumgummi, der auf die Walzenspindel aufgeklebt wurde. Wichtig ist, daß der Leim, der die beiden Enden des Belages an der Stroßstelle stumpf aneinander klebt, keine harte Schicht bildet, da sonst nach dem Anstellen der Walze die federnde Aufhängung und der Betätigungsmagnet zum Vibrieren kommen.

Der auf Wälzlager laufende Walzenkörper der Klebewalze besteht dabei aus einem dünnwandigen Rohr mit eingeschweißten Naben (Abb. 49). Es ist sehr leicht gehalten, um möglichst die gesamte Zugkraft des Magneten als Anpreßkraft zu erhalten.

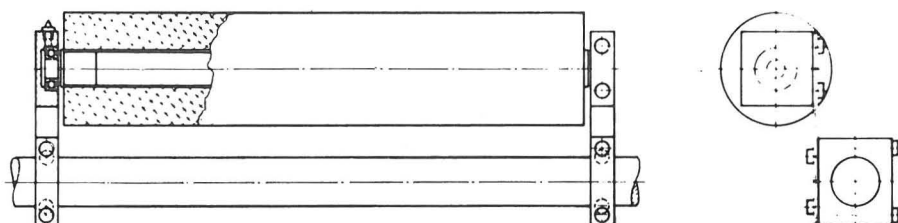


Abb. 49 Klebewalze

5. 5. 2. Zusatzklebevorrichtung

Bei Anklebevorrichtungen mit Umfangsbremse für die Papierrollen läuft die am Rollenanfang aufgebraachte Leimstelle vor dem eigentlichen Verbinden der beiden Bahnen mehrere Male an den Triebmitteln, z. B. Flach- oder Keilriemen, vorbei. Im allgemeinen muß daher die Leimauftragung an den Laufstellen der Triebmittel unterbrochen werden, um ein Haftenbleiben des Klebstoffes an den Riemen und als Folge davon ein vorzeitiges Aufreißen der den Rollenanfang auf der nächsten Papierlage festhaltenden Klebestreifen zu verhindern.

Nun treten, besonders beim Einsatz derartiger Rollenwechsellvorrichtungen an Papierbearbeitungsmaschinen, wie Streich-, Konditionier- und Pergamentiermaschinen, aber auch an Rotationsmaschinen, immer wieder einmal Versager beim automatischen Ankleben auf, deren Ursache in der unterbrochenen Klebestelle liegt.

Es ist nun zwar möglich, auch bei an ihrem Umfang angetriebenen Papierrollen die Klebestelle über die ganze Bahnbreite durchgehend auszuführen, wenn man als Klebstoff einen Trockenleim verwendet, dessen Lösungsmittelanteile sofort nach dem Auftragen verdunsten, so daß der Leim später nicht am Riemen haften kann⁴⁰⁾. Allerdings werden dann zusätzliche Sprüh- und Steuervorrichtungen erforderlich, um den Klebstoff unmittelbar vor dem Verbinden der beiden Papierbahnen wieder aktiv zu machen.

Diese Nachteile lassen sich nun dadurch vermeiden, daß unmittelbar nach dem Verbindungsvorgang an den nicht mit Leim versehenen Abschnitten der Klebestelle selbsttätig eine zusätzliche Klebefolie aufgebracht wird, welche die von Leim freien Partien der Verbindungsstelle allseitig überdeckt.

Zur Ausführung dieses Verfahrens wird die Zusatz-Klebefolie auf einer mit einem weichen Gummi bezogenen Walze leicht lösbar befestigt (Abb. 50), deren federnde Tragarme über eine im Seitengestell der Rollenwechsellvorrichtung gelagerte Spindel durch einen Elektromagneten verschwenkbar sind. Ein von einer (z. B. aus Lichtsender und -empfänger bestehenden) Klebstellen-Suchvorrichtung ausgelöster Steuerimpuls leitet dabei das Anschwenken der Klebewalze gegen die laufende Papierbahn ein. Die Klebewalze besitzt eine geringe Unwucht, die dafür sorgt, daß die auf einen vorbestimmten Abschnitt des Walzenumfangs aufgetragene Klebefolie nur mit ihrem Anfang auf die zu überklebende Tasche der Verbindungsstelle treffen kann.

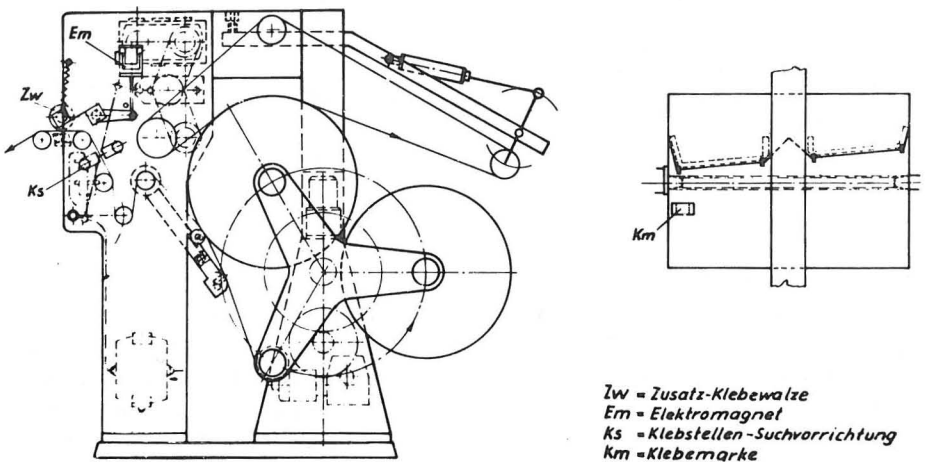


Abb. 50 Rollenwechsellvorrichtung mit Zusatz-Klebevorrichtung

Um auch bei unterschiedlichen Papiergeschwindigkeiten und ortsfester Anordnung der gesamten Zusatz-Klebevorrichtung jeweils die offene Tasche der Hauptklebestelle mit der Klebefolie zu überdecken, wird der Steuerimpuls für den Betätigungsmagneten der Klebewalze durch eine eigene Klebemarke ausgelöst, die der eigent-

lichen Klebestelle in einem der Papiergeschwindigkeit entsprechenden Abstand vorausläuft.

5. 5. 3. Anzeige des Rollendurchmessers

Bei Rotationsdruckmaschinen in Unterbau- und Zwischendeckausführung befinden sich die Rollenlagerungen unterhalb des Maschinensaales in einem eigenen Raum des Druckereigebäudes. In diesen Fällen ist es vorteilhaft, den Verbrauch der Papierrolle am Kommandopult, das meist in der Nähe des Falzapparat-Ausganges zur Aufstellung kommt, ablesen zu können, um z. B. zu vermeiden, daß die Maschine kurz vor Beginn des Rollenwechsels stillgesetzt oder beschleunigt wird.

Eine laufende Ermittlung und Anzeige des momentanen Rollendurchmessers läßt sich mit verhältnismäßig geringem Aufwand erreichen, wenn man davon ausgeht, daß in jedem Augenblick des Maschinenlaufes die Beziehung

$$D_F \cdot n_F = d_R \cdot n_R \quad (30b)$$

gilt.

Da der Durchmesser D_F des Formzylinders bei einer Maschine zum mindesten für die jeweilige Produktion festliegt, ergibt sich der Rollendurchmesser d_R nach der Gleichung

$$d_R = D_F \cdot \frac{n_F}{n_R} \quad (30c)$$

durch Bildung des Quotienten aus der Formzylinder- und der Rollendrehzahl.

Quotienten-Meßanlagen werden üblicherweise mit Gleichstromgebern gebaut. Es sollen jedoch für diese Aufgabe die bereits bei den vorgeschlagenen Vorrichtungen zur Konstanthaltung der übertragbaren Umfangskraft und zur Einleitung des in stets etwa konstanter Zeit ablaufenden Rollenwechsellvorgangs benutzten Wechselstromgeber mit herangezogen werden. Dabei ist zu beachten, daß diese den Quotienten genau nur in einem Maschinendrehzahlbereich von 1 : 3 liefern. Der genannte Bereich, der beispielsweise die Produktionsdrehzahlen zwischen 10 000 und 30 000 h⁻¹ umfaßt, reicht indessen für diesen Anwendungsfall bei weitem aus.

Die Anlage zur laufenden Messung und Anzeige des Rollendurchmessers besteht somit aus zwei Wechselspannungsgebern, einem Vorschaltgerät, mit dem der Feinabgleich der einzelnen Widerstände und damit die Eichung auf den vorliegenden Formzylinderdurchmesser vorgenommen wird, und einem Quotienten-Anzeiger⁷⁶).

Auch diese Vorrichtung ist für variabelformatige Rotationsmaschinen ohne weiteres verwendbar, wenn der Geber für die Maschinendrehzahl einem der vorhandenen stufenlos einstellbaren Getriebe für die Formatänderung nachgeschaltet wird.

6. Einwirkungen auf die Papierbahn bei ihrem Lauf durch die Rotationsdruckmaschine

In Bezug auf den Passer kommt der Konstanthaltung der Papierbahnspannung bereits von der Rollenlagerung her eine entscheidende Bedeutung zu. Daneben sind jedoch andere schädigende Faktoren zu berücksichtigen, welche den Papierlauf in der Maschine mehr oder weniger stark nachteilig beeinflussen. So lösen z. B. Feuchtigkeits- und Temperaturschwankungen sowie elektrostatische Aufladungen des Papiers^{19) 20) 22) 69)} Störungen aus; auf deren Ursachen, Folgen und auf mögliche Abhilfemaßnahmen soll jedoch nicht eingegangen werden. Es sei lediglich besonders darauf hingewiesen, daß beim raschen Lauf der Papierbahn neben den statisch wirkenden Zugkräften Schwingungsvorgänge im Strang auftreten, die zu zusätzlichen Dehnungen und damit zu Registerunterschieden und u. U. zum Papierreißen führen können.

Stärkstes Augenmerk erfordert bei einer Rollen-Rotationsdruckmaschine die Frage der Laufruhe, denn eine in schwingungstechnischer Hinsicht nicht einwandfrei ausgeführte Maschinenkonstruktion kann keine Qualitätsprodukte liefern. Vor allem werden durch Schwingungen Schwankungen in der Farbübertragung der Druckform hervorgerufen.

Bei den Rollen-Rotationsmaschinen und deren Fundamentierung handelt es sich um Schwingungssysteme, Massenfederungssysteme mit nichtlinearer Federcharakteristik, die wie viele andere Arbeitsmaschinen auch heute noch vorwiegend nach empirischen Richtlinien konstruiert werden. Dabei ist bekannt, daß durch dynamisches Auswuchten aller rotierenden Teile, exakteste fertigungstechnische Herstellung der Getriebe usw. nicht immer eine ausreichende Laufruhe der Maschine zu erreichen ist⁷⁷⁾, weil durch periodische und nichtperiodische Kraftstöße Schwingungen verschiedenster Frequenzen angeregt werden. Diese Kraftstöße kommen vornehmlich aus dem Falzwerk (das mitunter selbst wieder Maschinenelemente mit Relativbewegungen enthält); daneben werden sie durch den Druckeinsatz und ausgefräste Stereoplatten sowie schlagende Papierrollen ausgelöst. Die Notwendigkeit, die mit dem Fragenkomplex „Schwingungen“ angesprochenen Probleme zu lösen, ergibt sich vor allem aus der heutigen Forderung nach optimalen Drehzahlsteigerungen.

Nicht zuletzt muß auch dem Erschütterungsschutz und der Geräuschisolierung von Rollen-Rotationsmaschinen größte Beachtung geschenkt werden, da diese Maschinen nicht selten in unmittelbarer Nachbarschaft von Wohnzentren arbeiten.

7. Zusammenfassung

Alle mit der Drucktechnik zusammenhängenden Fragen gewinnen mit wachsender Kultur und Zivilisation ebenfalls an Bedeutung. Für die Produktion gilt es, jeweils den bestmöglichen Qualitätsdruck zum wirtschaftlich tragbaren Preis innerhalb kürzester Herstellzeit zu liefern. Wesentliche Voraussetzungen hierfür sind die Steigerung der Produktionsgeschwindigkeit der Druckmaschinen, die Vermeidung von Maschinenstillständen sowie die Wahl günstiger Druckformen. Bei den Rollen-Rotationsmaschinen, insbesondere den Rollen-Hochdruckmaschinen, stehen dabei die Probleme der Konstanthaltung des Papierzuges und des selbsttätigen Papierrollenwechsels im Vordergrund der konstruktiven und regeltechnischen Bemühungen.

Es wurde daher zunächst über die bisher bekannt gewordenen Ergebnisse von Untersuchungen über die Spannungsverteilung und die Größe der Spannungen im laufenden Papierstrang berichtet. Der Ableitung der für die weiteren Betrachtungen wesentlichen theoretischen Zusammenhänge beim Abwickeln einer Papierrolle folgte dann eine Beschreibung von Ausführungsbeispielen der wichtigsten üblichen Systeme von Papierrollentrieben. Anschließend wurden die Bedingungen genannt und näher erläutert, die bei selbsttätigen Rollenwechselvorrichtungen zu beachten sind. Aus der Fülle der bekannt gewordenen Ausführungen von Rollenwechselvorrichtungen wurde dann eine Reihe von charakteristischen Beispielen ausgewählt, um anhand dieser Konstruktionen zu prüfen, inwieweit die aufgestellten Bedingungen bisher ihre Berücksichtigung fanden.

Die anschließend aufgewiesenen neuen Lösungsvorschläge für die Konstanthaltung der Papierspannung während des Rollenablaufes, die Konstanthaltung der Papierspannung beim selbsttätigen Rollenwechsel und für das selbsttätige Einleiten des Rollenwechselvorganges bei entsprechend der Maschinengeschwindigkeit veränderlichen Restrollendurchmessern zur Erzielung einer stets etwa gleichen (d. h. der minimal möglichen) Rollenwechselzeit bei stets etwa gleich kleinem Rollenrest am Ende des Anklebevorganges erstrebten, den technischen Höchststand, d. h. die in technische Mittel oder Methoden umgeformten mathematischen Gesetzmäßigkeiten, für eine neue Papierrollenlagerung mit selbsttätiger Rollenwechselvorrichtung zu erreichen. Ergänzt und vervollkommen wurden diese Maßnahmen durch die Neuentwicklung eines Beschleunigungs- und Synchronisieraggregates für die anzuklebende Ersatz-Papierrolle, eine Vorrichtung zum nachträglichen Überkleben der an der Verbindungsstelle vorhandenen Taschen, die als Folge der Leimaussparung an den Riemenlaufstellen entstehen, und schließlich durch eine Vorrichtung zur kontinuierlichen Anzeige des Durchmessers der ablaufenden Papierrolle. Die meisten dieser Vorschläge erlangten inzwischen Praxisreife.

Es ist dem Verfasser bewußt, daß seine Darlegungen lediglich einen kleinen Beitrag zu den angeschnittenen Problemen darstellen können, da sich die Entwicklung stark im Fluß befindet.

8. Anhang

8.1. Literaturverzeichnis

- ¹⁾ Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G.: A. F. Bauer, 1960.
- ²⁾ Th. Goebel: Friedrich Koenig und die Erfindung der Schnellpresse. Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G., Würzburg, 1956.
- ³⁾ A. Schütz und W. Neubert: Die Druckmaschinen des graphischen Gewerbes. Wilhelm Knapp, Halle/Saale, 1951.
- ⁴⁾ O. M. Lilien: Die Frühgeschichte des Tiefdrucks bis zur Jahrhundertwende. Druckfarbenfabriken Gebr. Schmidt GmbH, Frankfurt (Main)-Rödelheim, 1959.
- ⁵⁾ N. N.: Zeitungsdruck heute und morgen. Typographische Monatsblätter, 79. Jg. (1960), Nr. 8/9.
- ⁶⁾ G. Kieslich: Die Zeitschriften in der Bundesrepublik 1960/61. Zeitungsverlag und Zeitschriften-Verlag, 58. Jg. (1961), Nr. 26/27.
- ⁷⁾ H. Machill: German "Pocket-Books" from Tauchnitz to Today. British Printer, 74. Jg. (1962), Heft 5.
- ⁸⁾ Statistisches Handbuch für den Maschinenbau, Ausgabe 1965. Maschinenbau-Verlag GmbH, Frankfurt/Main.
- ⁹⁾ E. Muth: Produktionsmöglichkeiten mit dem Wendestangen-Falzapparat. Der Druckspiegel, 15. Jg. (1960), Nr. 10.
- ¹⁰⁾ E. Muth: Moderne Falzapparate an variabelformatigen Rollen-Tiefdruckmaschinen. Archiv für Druck und Papier, 98. Jg. (1961), 2. Ausgabe.
- ¹¹⁾ E. Muth: Falzmöglichkeiten an Rollen-Rotationsmaschinen. Der Polygraph, 12. Jg. (1959), Heft 19.
- ¹²⁾ K. Berg: Eine Telefonbuch-Maschine für indirekten Hochdruck. Form und Technik, 13. Jg. (1962), Nr. 7.
- ¹³⁾ N. N.: Vierfarben-Rotation. Koebau-Presse Nr. 3/1962.
- ¹⁴⁾ H. B. Bolza-Schünemann: Hockdruckmaschinen für Wickelplatten. Archiv für Druck und Papier, 100. Jg. (1963), 2. Ausgabe.
- ¹⁵⁾ E. Muth: Mammot-Falzapparat für englische Großdruckerei. Koebau-Presse Nr. 1/1961.
- ¹⁶⁾ F. Krüger: Über die Vorteile des seitenweisen Übertragens. Tiefdruckjahrbuch 1961, Gesellschaft zur Förderung des Tiefdruckverfahrens mbH, Wiesbaden.
- ¹⁷⁾ N. N.: Farbe fördert den Anzeigenerfolg. Die Anzeige, 38. Jg. (1962), Nr. 9.
- ¹⁸⁾ G. Schneidereit: Hochdruck-Rotationsmaschinen. VDI-Zeitschrift, Bd. 93 (1951), Nr. 15.
- ¹⁹⁾ G. A. Nothmann: Printing Paper: What a Press Engineer wants to know about it. Technical Association of the Pulp and Paper Industry, Vol. 45, No. 10 (Oct. 1962).
- ²⁰⁾ E. R. Gibbon: Stress-Strain Curves of Paper. The Paper Maker and British Paper Trade Journal, Dec. 1944.

- 21) S. F. D'Amato et al.: Theoretical and Experimental Investigation of the Rotogravure Press System. Gravure Research Inc., Report, Nov. 1961.
- 22) O. Andersson and E. Berkyto: Some Faktors Affecting the Stress-Strain Characteristics of Paper. Svenska Träforskningsinstitutet, Meddelande 85, Stockholm, 1951.
- 23) E. Führlbeck: Über den Einfluß der „Züge“ bei einer Versuchspapiermaschine. Dissertation, TH Darmstadt, 1958.
- 24) Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt: Untersuchung der Spannungsverteilung und der Größe der Spannungen im laufenden Papierstrang in Rotationsmaschinen. Darmstadt, Febr. 1961.
- 25) G. Schneidereit: Über den Einfluß der Papierrollenbremsung auf den Druck und den Betrieb von Rotationsmaschinen. Mitteilung des Forschungsinstitutes für das graphische Gewerbe, Technische Hochschule Berlin, Berlin, 1940.
- 26) H. F. George and J. J. Kimball: Web Tension Research on Rotogravure Presses. Technical Association of the Graphic Arts, Eleventh Annual Meeting, June 15–17, 1959.
- 27) C. H. Ringe: Über das Messen der Spannungen in einer laufenden Papierbahn. Archiv für Druck und Papier, 4. (95.) Jg., 1. Ausgabe 1958.
- 28) H. Bolza: Über die endlosen Papierrollen an den Rotationsschnellpressen. Ingenieur-Zeitung, 12. Jg. (1920), Nr. 35/36.
- 29) G. Funk: Triebkraft und Drehmoment bei Hochdruck-Rotationsmaschinen. Deutsche Zentraldruckerei, Berlin SW 11, 1938.
- 30) N. J. E. Haglov: Web Tension, Rollstands and Reel Changing. Proceedings of the PATRA Newspaper and Rotary Letterpress Conference, Part two, 1957.
- 31) H. Grünbaum: Das gewickelte Band. Technische Rundschau, Bern/Schweiz, Nrn. 12 und 13, 1957.
- 32) „Hütte“, Band I, 27. Auflage, Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin, 1948.
- 33) P. Hettler: Ein Fühlgerät zum Messen und Regeln der Zugspannung in laufenden Warenbahnen. Siemens-Zeitschrift, Heft 6/1959.
- 34) H. Titschak: Vorlesung „Maschinenelemente“, Technische Hochschule Darmstadt, 1950.
- 35) „Hütte“, Band II, 27. Auflage, Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin, 1949.
- 36) E. Muth: Papierspannungsmessung, Papierspannungskontrolle und selbsttätige Rollenwechselvorrichtungen. Tiefdruckjahrbuch 1961, Gesellschaft zur Förderung des Tiefdruckverfahrens mbH, Wiesbaden.
- 37) ASEA: Reelstands for unwinding and rewinding. Druckschrift 8092 E, Reg. 858, Västerås 7. 1963.
- 38) British Patent Specification 887 286, Witton-James Ltd., London.

- 39) Deutsche Patentschrift 1 106 771, Wood Newspaper Machinery Corporation, Plainfield, N.J. (V.St.A.).
- 40) A. Lundbye: Reels Tensions and Flying Pasters. Gravure, Sept. 57.
- 41) Deutsche Patentschrift Nr. 740 108, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Augsburg.
- 42) Deutsche Patentschrift Nr. 1 032 756, Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G., Würzburg.
- 43) Deutsche Patentschrift Nr. 1 086 246, William F. Huck, Huck Company, New York, N.Y. (V.St.A.).
- 44) W. F. Huck: Paper Tension and Register in Multicolor Gravure Presses. Vortrag, gehalten auf der ERA-Tagung in Stockholm, 15.5.1961.
- 45) Deutsche Patentschrift Nr. 1 053 529, Schnellpressenfabrik Frankenthal Albert & Cie, A.G., Frankenthal (Pfalz).
- 46) C. Cerutti: Les traits caractéristiques de construction d'une Machine Rotative Hélio moderne. L'Imprimerie Nouvelle, No. 48, Mars 1960.
- 47) E. Muth: Selbsttätige Klebevorrichtungen an Papierrollenlagerungen von Rollen-Rotationsmaschinen. Der Druckspiegel, 15. Jg. (1960), Nr. 9.
- 48) British Patent Specification 684 765, Witton-James Ltd., London.
- 49) Deutsche Auslegeschrift Nr. 1 047 795, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Augsburg.
- 50) Deutsche Patentschrift Nr. 614 944, Vomag Betriebs-A.G., Plauen i.V.
- 51) A. Lundbye: Reels Tensions and Flying Pasters. Gravure, Nov. 1957.
- 52) A. Lundbye: Reels Tensions and Flying Pasters. Gravure, Dec. 1957.
- 53) Deutsche Patentschrift Nr. 1 081 901, R. W. Crabtree & Sons Ltd., Leeds, Yorkshire (Großbr.).
- 54) United States Patent 2,963,235, Miehle-Goss-Dexter Inc., Wilmington, Del.
- 55) N. N.: Goss Headliner Newspaper Press. The American Pressman, Jan. 1959.
- 56) Witton-James Ltd., London: Electrotab Autopaster, fully automatic. Leaflet IPEX 55/3.
- 57) Deutsche Patentschrift Nr. 895 297, Wood Newspaper Machinery Corporation, Plainfield, N.J. (V.St.A.).
- 58) United States Patent 2,689,095, Goss Printing Press Company, Chicago, Ill.
- 59) Deutsche Patentschrift Nr. 1 138 404, Miehle-Goss-Dexter Inc., Wilmington, Del. (V.St.A.).
- 60) Deutsche Patentschrift Nr. 877 904, Maschinenfabrik Winkler, Fallert & Co., A.G., Bern (Schweiz).
- 61) Wifag-Bulletin R 1007-59, Graphicart, Bern, Schweiz.
- 62) Deutsche Patentschrift Nr. 751 658, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Augsburg.
- 63) Deutsche Patentschrift Nr. 751 659, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Augsburg.

- ⁶⁴⁾ Deutsche Patentschrift Nr. 751 660, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Augsburg.
 - ⁶⁵⁾ Deutsche Patentschrift Nr. 870 859, Schnellpressenfabrik Frankenthal Albert & Cie, A.G., Frankenthal (Pfalz).
 - ⁶⁶⁾ Montage- und Bedienungsanweisung für elektromechanische Bremsen am Koebau-Autopaster, 8. 1956.
 - ⁶⁷⁾ Magnet-Schulz, Memmingen, Liste D 401, April 1955.
 - ⁶⁸⁾ Deutsche Patentschrift Nr. 1 141 647, R. W. Crabtree & Sons Ltd., Leeds, Yorkshire (Großbr.).
 - ⁶⁹⁾ W. Eschenbach: Über die in Druckmaschinen vornehmlich durch Feuchtigkeit und Temperatur auftretenden Beeinflussungen des Papiers. Der Druckspiegel, 18. Jg. (1963), Nr. 9.
 - ⁷⁰⁾ E. Muth: Pneumatische Einrichtungen an Rollen-Tiefdruckmaschinen. Der Druckspiegel, 14. Jg. (1959), Nr. 3.
 - ⁷¹⁾ Noris-Tachometerwerk GmbH, Nürnberg: Angebot Nr. 0193/61 an die Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G., Würzburg.
 - ⁷²⁾ Induktionskupplungen. Maschinenfabrik Stromag GmbH, Unna, Druckschrift Nr. II/10 000 – 4. 63.
 - ⁷³⁾ Noris-Tachometer GmbH, Nürnberg: Schaltungsbeschreibung zu Zeichnung 24 143, 19. 12. 1961.
 - ⁷⁴⁾ Elektromagnet-Lamellenkupplungen und -Bremsen. Maschinenfabrik Stromag GmbH, Unna, Druckschrift Nr. II/7 000 – 4. 63.
 - ⁷⁵⁾ Schnellpressenfabrik Frankenthal Albert & Cie., Frankenthal/Pfalz: Prospekt AM 6620.
 - ⁷⁶⁾ Noris-Tachometerwerk GmbH, Nürnberg: Angebot Nr. 487/62 an die Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G., Würzburg.
 - ⁷⁷⁾ E. Muth: Die Rollenrotation für Hoch- und Tiefdruck: Ruhiger Maschinenlauf, kritische Drehzahl und gleichmäßiger Druckausfall. Der Polygraph, 14. Jg. (1961), Heft 10.
- Die Abbildungen 1, 2, 3, 4 und 5 sind unter Verwendung von Werkzeichnungen der Firma Koenig & Bauer A.G., Würzburg, hergestellt.

8. 2. Lebenslauf

Ich, Engelbert Michael Muth, wurde am 21. Dezember 1928 als Sohn des Ingenieurs Gregor Muth und seiner Ehefrau Anna, geb. Fasel, in Würzburg geboren.

Meine Kindheit verlebte ich in Zell bei Würzburg, wo ich auch von Ostern 1935 ab die Volksschule besuchte. Im Frühjahr 1939 wurde ich in das Neue Gymnasium Würzburg (Oberschule am Rennwegerring i.E.) aufgenommen. Im Januar 1944 wurde ich im Rahmen der Schule zu den Luftwaffenhelfern eingezogen und kurz vor Ende des Zweiten Weltkrieges in die Wehrmacht übernommen. Nach dem Waffenstillstand schlug ich mich dann vom östlichen Kriegsschauplatz bis nach Hof/Bayern durch und kam dort in amerikanische Gefangenschaft, aus der ich jedoch bereits Ende Mai 1945 entlassen wurde.

Anschließend arbeitete ich etwa ein Jahr lang als Praktikant bei der Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G., Würzburg. Als dann im Sommer 1946 das Staatliche Realgymnasium Würzburg (Oberschule im Abbau) als erste höhere Schule in der zerstörten Stadt den Unterricht wieder begann, trat ich dort ein und legte an dieser Schule im Sommer des Jahres 1948 meine Reifeprüfung ab.

Ich setzte dann mein Praktikum bei Koenig & Bauer fort und nahm später, im Herbst 1948, nach bestandener Ausleseprüfung, mein Studium an der Technischen Hochschule in Darmstadt auf. Dort unterzog ich mich im Jahre 1950 der Vordiplomprüfung und schloß im Herbst 1953 mit der Diplom-Hauptprüfung mein Studium ab.

Während meiner Studentenzeit arbeitete ich mehrere Male als Werkstudent in der Hauptmontage und im Technischen Büro der Firma Koenig & Bauer.

Nach einer Beschäftigung von drei Monaten Dauer bei der Maschinenfabrik Johannisberg GmbH, Geisenheim/Rhein, trat ich am 1. April 1954 in die Schnellpressenfabrik Koenig & Bauer A.G. ein. Dort war ich zunächst über fünf Jahre lang als Konstrukteur und stellvertretender Abteilungsleiter im Technischen Büro Rollen-Tiefdruck tätig, wo schon von Anfang an meine besonderen Bemühungen den Verbesserungen an Papierrollenlagerungen und selbsttätigen Rollenwechsellvorrichtungen galten. Am 1. Juli 1959 übernahm ich dann als Obergeringieur die neu-geschaffene Entwicklungsabteilung dieser Firma.

8. 3. Zahlentafeln

Tabelle 1:

r_R (mm)	$\frac{r_R}{w_1}$	β^0	α^0	$\alpha = \frac{2\pi\alpha^0}{360^0}$	$e^{\mu\alpha}$ mit $\mu = 0,3$	$e^{\mu\alpha}$ mit $\mu = 0,4$
500	0,500	30° 0' 0"	60° 0' 0"	1,0472	1,3691	1,5202
475	0,475	28° 21' 34"	56° 43' 8"	0,9899	1,3458	1,4857
450	0,450	26° 44' 37"	53° 29' 14"	0,9336	1,3233	1,4527
425	0,425	25° 9' 03"	50° 18' 6"	0,8780	1,3014	1,4207
400	0,400	23° 34' 42"	47° 09' 24"	0,8201	1,2789	1,3882
375	0,375	22° 1' 28"	44° 2' 56"	0,7688	1,2594	1,3600
350	0,350	20° 29' 14"	40° 58' 28"	0,7151	1,2393	1,3311
325	0,325	18° 57' 56"	37° 55' 42"	0,6620	1,2197	1,3031
300	0,300	17° 27' 27"	34° 54' 54"	0,6094	1,2006	1,2760
275	0,275	15° 57' 45"	31° 55' 30"	0,5572	1,1820	1,2498
250	0,250	14° 28' 39"	28° 57' 18"	0,5054	1,1637	1,2240
225	0,225	13° 0' 10"	26° 0' 20"	0,4538	1,1459	1,1990
200	0,200	11° 32' 13"	23° 4' 26"	0,4027	1,1284	1,1747
175	0,175	10° 4' 43"	20° 9' 26"	0,3518	1,1113	1,1511
150	0,150	8° 37' 37"	17° 15' 14"	0,3011	1,0946	1,1280
125	0,125	7° 10' 51"	14° 21' 42"	0,2507	1,0781	1,1055
100	0,100	5° 44' 21"	11° 28' 42"	0,2003	1,0619	1,0834
90	0,090	5° 9' 50"	10° 19' 40"	0,1803	1,0556	1,0748
80	0,080	4° 35' 19"	9° 10' 38"	0,1602	1,0492	1,0662

$$w_1 = w_2 = 1000 \text{ mm}$$

Tabelle 2:

r_R (mm)	$e^{\mu\alpha} - 1$ für $\mu=0,4$	S_n (kp)	S_2 (kp)	S_n (kp)	S_2 (kp)	S_n (kp)	S_2 (kp)
500	0,5202	20	38,4	40	76,8	60	115,2
475	0,4857	20	41,2	40	82,4	60	123,5
450	0,4527	20	44,2	40	88,4	60	132,5
425	0,4207	20	47,6	40	95,1	60	142,6
400	0,3882	20	51,5	40	103,0	60	154,5
375	0,3600	20	55,6	40	111,1	60	166,6
350	0,3311	20	60,4	40	120,8	60	181,2
325	0,3031	20	66,0	40	132,0	60	198,0
300	0,2760	20	72,5	40	144,9	60	217,4
275	0,2498	20	80,1	40	160,1	60	240,1
250	0,2240	20	89,3	40	178,5	60	267,8
225	0,1990	20	100,5	40	201,0	60	301,5
200	0,1747	20	114,5	40	229,0	60	343,5
175	0,1511	20	132,5	40	265,0	60	397,5
150	0,1280	20	156,4	40	312,9	60	469,2
125	0,1055	20	189,5	40	379,0	60	568,5
100	0,0834	20	239,9	40	479,8	60	719,6
90	0,0748	20	267,5	40	535,0	60	802,5
80	0,0662	20	302,0	40	604,0	60	906,0

Tabelle 3a:

(Rechenschiebergenauigkeit; abgerundete Werte)

mit $c_3 = 11,53846 \text{ (mm}^{-1} \text{ min}^{-1}\text{)}$ und $c_4 = 34903,84 \text{ (mm min}^{-1}\text{)}$

r_1 (mm)	$c_3 \cdot r_1$ (min ⁻¹)	$\frac{c_4}{r_1}$ (min ⁻¹)	n_1 (min ⁻¹)
55	635	635	0
60	692	582	110
65	750	537	213
70	808	499	309
75	865	466	399
80	923	437	486
85	981	411	570
90	1038	388	650
95	1096	367	729
100	1154	349	805
105	1211	332	879
110	1269	317	952
115	1328	303	1025
120	1385	291	1094
125	1442	279	1163
130	1500	269	1231
135	1558	259	1299
140	1615	250	1365
145	1672	241	1431
150	1730	233	1497

 $t_1 = 40 \text{ sec}; \quad s = 0,065 \text{ mm}; \quad r_2 = 55 \text{ mm}$

Tabelle 3b:

(Rechenschiebergengenauigkeit; abgerundete Werte)

		$U_F = 650 \text{ mm};$ $c_1 = 0,11154 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 336,396 \text{ min}^{-1}.$			$U_F = 700 \text{ mm};$ $c_1 = 0,10357 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 313,296 \text{ min}^{-1}.$		
r_1 (mm)	r_1^2 (mm ²)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)
55	3025	336	0	0	313	0	0
60	3600	402	66	44	373	60	50
65	4225	471	135	78	438	125	88
70	4900	547	211	98	507	194	115
75	5625	627	291	108	583	270	129
80	6400	714	378	108	663	350	136
85	7225	806	470	100	748	435	135
90	8100	903	567	83	839	526	124
95	9025	1007	671	58	935	622	107
100	10000	1115	779	26	1036	723	82
105	11025	1230	894	—15	1142	829	50
110	12100	1350	1014	—62	1253	940	12
115	13225	1475	1139	—114	1368	1055	—30
120	14400	1605	1269	—175	1491	1178	—84
125	15625	1742	1406	—243	1618	1305	—142
130	16900	1885	1549	—318	1750	1437	—206
135	18225	2035	1699	—400	1885	1572	—273
140	19600	2185	1849	—484	2030	1717	—352
145	21025	2342	2006	—575	2175	1862	—431
150	22500	2505	2169	—672	2330	2017	—520

Tabelle 3 b (Fortsetzung):

$U_F = 750 \text{ mm};$ $c_1 = 0,09666 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 292,409 \text{ min}^{-1}.$					$U_F = 840 \text{ mm};$ $c_1 = 0,08635 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 261,215 \text{ min}^{-1}.$		
r_1 (mm)	r_1^2 (mm ²)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)
55	3025	292	0	0	261	0	0
60	3600	348	56	54	311	50	60
65	4225	408	116	97	365	104	109
70	4900	472	182	127	423	162	147
75	5625	544	252	147	486	225	174
80	6400	619	327	159	553	292	194
85	7225	698	406	164	624	363	207
90	8100	783	491	159	699	438	212
95	9025	872	580	149	779	518	211
100	10000	967	675	130	864	603	202
105	11025	1064	772	107	952	691	188
110	12100	1170	878	74	1045	784	168
115	13225	1278	986	39	1141	880	145
120	14400	1391	1099	—5	1243	982	112
125	15625	1510	1218	—55	1348	1087	76
130	16900	1632	1340	—109	1458	1197	34
135	18225	1760	1468	—169	1573	1312	—13
140	19600	1894	1602	—237	1692	1431	—66
145	21025	2035	1743	—312	1815	1554	—124
150	22500	2175	1883	—386	1941	1680	—183

Tabelle 4 a:

(Rechenschiebergengenauigkeit; abgerundete Werte)

mit $c_3 = 9,37500 \text{ (mm}^{-1} \text{ min}^{-1}\text{)}$ und $c_4 = 28359,4 \text{ (mm min}^{-1}\text{)}$

r_1 (mm)	$c_3 \cdot r_1$ (min ⁻¹)	$\frac{c_4}{r_1}$ (min ⁻¹)	n_1 (min ⁻¹)
55	516	516	0
60	563	473	90
65	609	436	173
70	656	405	251
75	703	378	325
80	750	354	396
85	797	334	463
90	844	315	529
95	891	299	592
100	938	284	654
105	984	270	714
110	1031	258	773
115	1077	246	831
120	1125	236	889
125	1171	227	944
130	1219	218	1001
135	1264	210	1054
140	1312	202	1110
145	1358	196	1162
150	1406	189	1217

$$t_1 = 40 \text{ sec; } s = 0,08 \text{ mm; } r_2 = 55 \text{ mm}$$

Tabelle 4 b:
(Rechenschiebergengenauigkeit; abgerundete Werte)

$U_F = 650 \text{ mm};$ $c_1 = 0,09062 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 274,135 \text{ min}^{-1}.$					$U_F = 700 \text{ mm};$ $c_1 = 0,08415 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 254,554 \text{ min}^{-1}.$		
r_1 (mm)	r_1^2 (mm ²)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)
55	3025	274	0	0	255	0	0
60	3600	326	52	38	303	48	42
65	4225	383	109	64	356	101	72
70	4900	444	170	81	412	157	94
75	5625	510	236	89	473	218	107
80	6400	580	306	90	539	284	112
85	7225	655	381	82	608	353	110
90	8100	734	460	69	682	427	102
95	9025	818	544	48	759	504	88
100	10000	906	632	22	842	587	67
105	11025	998	724	—10	926	671	43
110	12100	1096	822	—49	1018	763	10
115	13225	1198	924	—93	1112	857	—26
120	14400	1305	1031	—142	1210	955	—66
125	15625	1416	1142	—198	1312	1057	—113
130	16900	1532	1258	—257	1420	1165	—164
135	18225	1650	1376	—322	1532	1277	—223
140	19600	1775	1501	—391	1648	1393	—283
145	21025	1905	1631	—469	1768	1513	—351
150	22500	2039	1765	—548	1891	1636	—419

Tabelle 4 b (Fortsetzung):

$U_F = 750 \text{ mm};$ $c_1 = 0,07854 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 237,583 \text{ min}^{-1}.$					$U_F = 840 \text{ mm};$ $c_1 = 0,07013 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 212,128 \text{ min}^{-1}.$		
r_1 (mm)	r_1^2 (mm ²)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)
55	3025	238	0	0	212	0	0
60	3600	283	45	45	252	40	50
65	4225	332	94	79	296	84	89
70	4900	385	147	104	344	132	119
75	5625	442	204	121	394	182	143
80	6400	503	265	131	449	237	159
85	7225	567	329	134	507	295	168
90	8100	636	398	131	568	356	173
95	9025	709	471	121	633	421	171
100	10000	785	547	107	701	489	165
105	11025	866	628	86	772	560	154
110	12100	950	712	61	849	637	136
115	13225	1038	800	31	926	714	117
120	14400	1131	893	—4	1010	798	91
125	15625	1228	990	—46	1094	882	62
130	16900	1327	1089	—88	1185	973	28
135	18225	1432	1194	—140	1277	1065	—11
140	19600	1540	1302	—192	1374	1162	—52
145	21025	1652	1414	—252	1474	1262	—100
150	22500	1767	1529	—312	1578	1366	—149

Tabelle 4b (Fortsetzung):

$U_F = 1100 \text{ mm};$ $c_1 = 0,05355 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 161,989 \text{ min}^{-1}.$					$U_F = 1260 \text{ mm};$ $c_1 = 0,04675 \text{ mm}^{-2} \text{ min}^{-1};$ $c_2 = 141,419 \text{ min}^{-1}.$		
r_1 (mm)	r_1^2 (mm ²)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)	$c_1 r_1^2$ (min ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	$n_1 - n_F$ (min ⁻¹)
55	3025	162	0	0	141	0	0
60	3600	193	31	59	168	27	63
65	4225	225	63	110	190	49	124
70	4900	262	100	151	229	88	163
75	5625	301	139	186	263	122	203
80	6400	343	181	215	299	158	238
85	7225	387	225	238	338	197	266
90	8100	434	272	257	379	238	291
95	9025	481	321	271	422	281	311
100	10000	536	374	280	468	327	327
105	11025	591	429	285	516	375	339
110	12100	648	486	287	566	425	348
115	13225	708	546	285	619	478	353
120	14400	771	609	280	673	532	357
125	15625	837	675	269	726	585	359
130	16900	905	743	258	790	649	352
135	18225	977	805	249	854	713	341
140	19600	1050	888	222	917	776	334
145	21025	1127	965	197	984	843	319
150	22500	1205	1043	174	1052	911	306

Tabelle 5a:

(Rechenschiebergenaugigkeit; abgerundete Werte)

n_F (h ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	n_1^* (min ⁻¹)	v (m/sec)	L_1 (m)	r_1^* (mm)	r_1^{*2} (mm ²)	z (mm ²)	$r_1^{*2} - z$ (mm ²)	r_2^* (mm)	r_2 (mm)	Δr_2 (mm)
8000	133,3	258,3	1,56	62,2	57,5	3306	1287	2019	44,9	55,0	-10,1
9000	150,0	275,0	1,75	70,0	60,8	3697	1445	2252	47,5	55,0	-7,5
10000	166,7	291,7	1,94	77,8	63,8	4070	1610	2460	49,6	55,0	-5,4
11000	183,3	308,3	2,14	85,6	66,2	4382	1770	2612	51,1	55,0	-3,9
12000	200,0	325,0	2,33	93,3	68,6	4706	1930	2776	52,7	55,0	-2,3
13000	216,7	341,7	2,53	101,1	70,6	4984	2090	2894	53,8	55,0	-1,2
14000	233,3	358,3	2,72	108,9	72,5	5256	2255	3001	54,8	55,0	-0,2
15000	250,0	375,0	2,92	116,7	74,3	5520	2415	3105	55,7	55,0	+0,7
16000	266,7	391,7	3,11	124,5	76,0	5776	2575	3201	56,6	55,0	+1,6
17000	283,3	408,3	3,31	132,2	77,4	5991	2735	3256	57,1	55,0	+2,1
18000	300,0	425,0	3,50	140,0	78,7	6194	2900	3294	57,4	55,0	+2,4
19000	316,7	441,7	3,70	147,8	79,9	6384	3060	3324	57,7	55,0	+2,7
20000	333,3	458,3	3,89	155,6	81,1	6577	3220	3357	57,9	55,0	+2,9
21000	350,0	475,0	4,08	163,3	82,1	6740	3380	3360	58,0	55,0	+3,0
22000	366,7	491,7	4,27	171,1	83,1	6906	3540	3366	58,0	55,0	+3,0
23000	383,3	508,3	4,47	178,9	84,0	7056	3700	3356	57,9	55,0	+2,9
24000	400,0	525,0	4,66	186,7	84,8	7191	3860	3331	57,7	55,0	+2,7
25000	416,7	541,7	4,85	194,5	85,6	7327	4020	3307	57,5	55,0	+2,5
26000	433,3	558,3	5,05	202,2	86,4	7465	4180	3285	57,3	55,0	+2,3
27000	450,0	575,0	5,24	210,0	87,1	7586	4340	3246	57,0	55,0	+2,0
28000	466,7	591,7	5,44	217,8	87,8	7709	4510	3199	56,6	55,0	+1,6
29000	483,3	608,3	5,64	225,6	88,5	7832	4670	3152	56,1	55,0	+1,1
30000	500,0	625,0	5,83	233,3	89,1	7939	4830	3109	55,8	55,0	+0,8
31000	516,7	641,7	6,02	241,1	89,7	8046	4990	3056	55,3	55,0	+0,3
32000	533,3	658,3	6,22	248,9	90,3	8154	5150	3004	54,8	55,0	-0,2

$$v = \frac{U_F \cdot n_F}{60000}; \quad L_1 = v \cdot t_1; \quad r_1^* = \frac{U_F \cdot n_F}{2\pi n_1^*}; \quad z = \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi};$$

$$r_2^* = \sqrt{r_1^{*2} - z} = \sqrt{r_1^{*2} - \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi}}; \quad \Delta r_2 = r_2^* - r_2;$$

$$\Delta n = n_1^* - n_F = 125 \text{ min}^{-1}; \quad t_1 = 40 \text{ sec}; \quad U_F = 700 \text{ mm};$$

$$s = 0,065 \text{ mm}$$

Tabelle 5b:

(Rechenschiebergengenauigkeit; abgerundete Werte)

n_F (h ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	n_1^* (min ⁻¹)	v (m/sec)	L_1 (m)	r_1^* (mm)	r_1^{*2} (mm ²)	z (mm ²)	$r_1^{*2} - z$ (mm ²)	r_2^* (mm)	r_2 (mm)	Δr_2 (mm)
8000	133,3	263,3	1,56	62,2	56,4	3181	1287	1894	43,5	55,0	-11,5
9000	150,0	280,0	1,75	70,0	59,6	3552	1445	2107	45,9	55,0	-9,1
10000	166,7	296,7	1,94	77,8	62,6	3919	1610	2309	48,1	55,0	-6,9
11000	183,3	313,3	2,14	85,6	65,2	4251	1770	2481	49,8	55,0	-5,2
12000	200,0	330,0	2,33	93,3	67,6	4570	1930	2640	51,4	55,0	-3,6
13000	216,7	346,7	2,53	101,1	69,7	4858	2090	2768	52,6	55,0	-2,4
14000	233,3	363,3	2,72	108,9	71,6	5127	2255	2872	53,6	55,0	-1,4
15000	250,0	380,0	2,92	116,7	73,4	5388	2415	2973	54,5	55,0	-0,5
16000	266,7	396,7	3,11	124,5	75,0	5625	2575	3050	55,2	55,0	+0,2
17000	283,3	413,3	3,31	132,2	76,4	5837	2735	3102	55,7	55,0	+0,7
18000	300,0	430,0	3,50	140,0	77,7	6037	2900	3137	56,0	55,0	+1,0
19000	316,7	446,7	3,70	147,8	79,0	6241	3060	3181	56,4	55,0	+1,4
20000	333,3	463,3	3,89	155,6	80,2	6432	3220	3212	56,7	55,0	+1,7
21000	350,0	480,0	4,08	163,3	81,3	6610	3380	3230	56,8	55,0	+1,8
22000	366,7	496,7	4,27	171,1	82,3	6773	3540	3233	56,9	55,0	+1,9
23000	383,3	513,3	4,47	178,9	83,2	6922	3700	3222	56,8	55,0	+1,8
24000	400,0	530,0	4,66	186,7	84,1	7073	3860	3213	56,7	55,0	+1,7
25000	416,7	546,7	4,85	194,5	85,0	7225	4020	3205	56,6	55,0	+1,6
26000	433,3	563,3	5,05	202,2	85,8	7362	4180	3182	56,4	55,0	+1,4
27000	450,0	580,0	5,24	210,0	86,5	7482	4340	3142	56,1	55,0	+1,1
28000	466,7	596,7	5,44	217,8	87,2	7604	4510	3094	55,6	55,0	+0,6
29000	483,3	613,3	5,64	225,6	87,8	7709	4670	3039	55,1	55,0	+0,1
30000	500,0	630,0	5,83	233,3	88,4	7815	4830	2985	54,6	55,0	-0,4
31000	516,7	646,7	6,02	241,1	89,0	7921	4990	2931	54,1	55,0	-0,9
32000	533,3	663,3	6,22	248,9	89,6	8028	5150	2878	53,7	55,0	-1,3

$$v = \frac{U_F \cdot n_F}{60000}; \quad L_1 = v \cdot t_1; \quad r_1^* = \frac{U_F \cdot n_F}{2 \pi n_1^*}; \quad z = \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi};$$

$$r_2^* = \sqrt{r_1^{*2} - z} = \sqrt{r_1^{*2} - \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi}}; \quad \Delta r_2 = r_2^* - r_2;$$

$$\Delta n = n_1^* - n_F = 130 \text{ min}^{-1}; \quad t_1 = 40 \text{ sec}; \quad U_F = 700 \text{ mm};$$

$$s = 0,065 \text{ mm}$$

Tabelle 6a:

(Rechenschiebergengenauigkeit; abgerundete Werte)

n_F (h ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	n_1^* (min ⁻¹)	v (m/sec)	L_1 (m)	r_1^* (mm)	r_1^{*2} (mm ²)	z (mm ²)	$r_1^{*2}-z$ (mm ²)	r_2^* (mm)	r_2 (mm)	Δr_2 (mm)
8000	133,3	258,3	1,56	62,2	57,5	3306	1485	1821	42,7	55,0	—12,3
9000	150,0	275,0	1,75	70,0	60,8	3697	1670	2027	45,0	55,0	—10,0
10000	166,7	291,7	1,94	77,8	63,8	4070	1860	2210	47,0	55,0	—8,0
11000	183,3	308,3	2,14	85,6	66,2	4382	2045	2337	48,4	55,0	—6,6
12000	200,0	325,0	2,33	93,3	68,6	4706	2230	2476	49,8	55,0	—5,2
13000	216,7	341,7	2,53	101,1	70,6	4984	2415	2569	50,7	55,0	—4,3
14000	233,3	358,3	2,72	108,9	72,5	5256	2600	2656	51,5	55,0	—3,5
15000	250,0	375,0	2,92	116,7	74,3	5520	2785	2735	52,3	55,0	—2,7
16000	266,7	391,7	3,11	124,5	76,0	5776	2970	2806	53,0	55,0	—2,0
17000	283,3	408,3	3,31	132,2	77,4	5991	3160	2831	53,2	55,0	—1,8
18000	300,0	425,0	3,50	140,0	78,7	6194	3340	2854	53,4	55,0	—1,6
19000	316,7	441,7	3,70	147,8	79,9	6384	3525	2859	53,5	55,0	—1,5
20000	333,3	458,3	3,89	155,6	81,1	6577	3715	2862	53,5	55,0	—1,5
21000	350,0	475,0	4,08	163,3	82,1	6740	3900	2840	53,3	55,0	—1,7
22000	366,7	491,7	4,27	171,1	83,1	6906	4080	2826	53,2	55,0	—1,8
23000	383,3	508,3	4,47	178,9	84,0	7056	4265	2791	52,8	55,0	—2,2
24000	400,0	525,0	4,66	186,7	84,8	7191	4450	2741	52,4	55,0	—2,6
25000	416,7	541,7	4,85	194,5	85,6	7327	4640	2687	51,9	55,0	—3,1
26000	433,3	558,3	5,05	202,2	86,4	7465	4830	2635	51,3	55,0	—3,7
27000	450,0	575,0	5,24	210,0	87,1	7586	5010	2576	50,8	55,0	—4,2
28000	466,7	591,7	5,44	217,8	87,8	7709	5190	2519	50,2	55,0	—4,8
29000	483,3	608,3	5,64	225,6	88,5	7832	5380	2452	49,5	55,0	—5,5
30000	500,0	625,0	5,83	233,3	89,1	7939	5570	2369	48,7	55,0	—6,3
31000	516,7	641,7	6,02	241,1	89,7	8046	5760	2286	47,8	55,0	—7,2
32000	533,3	658,3	6,22	248,9	90,3	8154	5950	2204	46,9	55,0	—8,1

$$v = \frac{U_F \cdot n_F}{60000}; \quad L_1 = v \cdot t_1; \quad r_1^* = \frac{U_F \cdot n_F}{2 \pi n_1^*}; \quad z = \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi};$$

$$r_2^* = \sqrt{r_1^{*2} - z} = \sqrt{r_1^{*2} - \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi}}; \quad \Delta r_2 = r_2^* - r_2;$$

$$\Delta n = n_1^* - n_F = 125 \text{ min}^{-1}; \quad t_1 = 40 \text{ sec}; \quad U_F = 700 \text{ mm};$$

$$s = 0,075 \text{ mm}$$

Tabelle 6b:

(Rechenschiebergenaugkeit; abgerundete Werte)

n_F (h ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	n_1^* (min ⁻¹)	v (m/sec)	L_1 (m)	r_1^* (mm)	r_1^{*2} (mm ²)	z (mm ²)	$r_1^{*2}-z$ (mm ²)	r_2^* (mm)	r_2 (mm)	Δr_2 (mm)
8000	133,3	233,3	1,56	62,2	63,6	4045	1485	2560	50,6	55,0	-4,4
9000	150,0	250,0	1,75	70,0	66,8	4462	1670	2792	52,8	55,0	-2,2
10000	166,7	266,7	1,94	77,8	69,4	4816	1860	2956	54,4	55,0	-0,6
11000	183,3	283,3	2,14	85,6	72,1	5198	2045	3153	56,1	55,0	+1,1
12000	200,0	300,0	2,33	93,3	74,3	5520	2230	3290	57,4	55,0	+2,4
13000	216,7	316,7	2,53	101,1	76,2	5806	2415	3391	58,2	55,0	+3,2
14000	233,3	333,3	2,72	108,9	78,0	6084	2600	3484	59,0	55,0	+4,0
15000	250,0	350,0	2,92	116,7	79,6	6336	2785	3551	59,6	55,0	+4,6
16000	266,7	366,7	3,11	124,5	81,0	6561	2970	3591	59,9	55,0	+4,9
17000	283,3	383,3	3,31	132,2	82,3	6773	3160	3613	60,1	55,0	+5,1
18000	300,0	400,0	3,50	140,0	83,5	6972	3340	3632	60,3	55,0	+5,3
19000	316,7	416,7	3,70	147,8	84,6	7157	3525	3632	60,3	55,0	+5,3
20000	333,3	433,3	3,89	155,6	85,5	7310	3715	3595	60,0	55,0	+5,0
21000	350,0	450,0	4,08	163,3	86,5	7482	3900	3582	59,9	55,0	+4,9
22000	366,7	466,7	4,27	171,1	87,4	7639	4080	3559	59,7	55,0	+4,7
23000	383,3	483,3	4,47	178,9	88,3	7797	4265	3532	59,4	55,0	+4,4
24000	400,0	500,0	4,66	186,7	89,1	7939	4450	3489	59,1	55,0	+4,1
25000	416,7	516,7	4,85	194,5	89,8	8064	4640	3424	58,5	55,0	+3,5
26000	433,3	533,3	5,05	202,2	90,5	8190	4830	3360	58,0	55,0	+3,0
27000	450,0	550,0	5,24	210,0	91,2	8317	5010	3307	57,5	55,0	+2,5
28000	466,7	566,7	5,44	217,8	91,8	8427	5190	3237	56,9	55,0	+1,9
29000	483,3	583,3	5,64	225,6	92,4	8538	5380	3158	56,2	55,0	+1,2
30000	500,0	600,0	5,83	233,3	93,0	8649	5570	3079	55,5	55,0	+0,5
31000	516,7	616,7	6,02	241,1	93,5	8742	5760	2982	54,6	55,0	-0,4
32000	533,3	633,3	6,22	248,9	93,9	8817	5950	2867	53,5	55,0	-1,5

$$v = \frac{U_F \cdot n_F}{60000}; \quad L_1 = v \cdot t_1; \quad r_1^* = \frac{U_F \cdot n_F}{2 \pi n_1^*}; \quad z = \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi};$$

$$r_2^* = \sqrt{r_1^{*2} - z} = \sqrt{r_1^{*2} - \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi}}; \quad \Delta r_2 = r_2^* - r_2;$$

$$\Delta n = n_1^* - n_F = 100 \text{ min}^{-1}; \quad t_1 = 40 \text{ sec}; \quad U_F = 700 \text{ mm};$$

$$s = 0,075 \text{ mm}$$

Tabelle 7:

(Rechenschiebergengenauigkeit; abgerundete Werte)

n_F (h ⁻¹)	n_F (min ⁻¹)	n_1^* (min ⁻¹)	v (m/sec)	L_1 (m)	r_1^* (mm)	r_1^{*2} (mm ²)	z (mm ²)	$r_1^{*2}-z$ (mm ²)	r_2^* (mm)	r_2 (mm)	Δr_2 (mm)
14000	233,3	423,3	3,27	130,7	73,6	5417	2710	2707	52,0	55,0	—3,0
15000	250,0	440,0	3,50	140,0	75,8	5746	2895	2851	53,4	55,0	—1,6
16000	266,7	456,7	3,73	149,3	78,0	6084	3090	2994	54,7	55,0	—0,3
17000	283,3	473,3	3,97	158,7	80,0	6400	3280	3120	55,9	55,0	+0,9
18000	300,0	490,0	4,20	168,0	81,7	6675	3475	3200	56,6	55,0	+1,6
19000	316,7	506,7	4,43	177,3	83,4	6956	3670	3286	57,3	55,0	+2,3
20000	333,3	523,3	4,67	186,7	85,0	7225	3860	3365	58,0	55,0	+3,0
21000	350,0	540,0	4,90	196,0	86,5	7482	4050	3432	58,6	55,0	+3,6
22000	366,7	556,7	5,13	205,3	87,9	7726	4240	3486	59,0	55,0	+4,0
23000	383,3	573,3	5,37	214,7	89,2	7957	4435	3522	59,3	55,0	+4,3
24000	400,0	590,0	5,60	224,0	90,4	8172	4630	3542	59,5	55,0	+4,5
25000	416,7	606,7	5,83	233,3	91,6	8391	4825	3566	59,7	55,0	+4,7
26000	433,3	623,3	6,07	242,7	92,8	8612	5020	3592	59,9	55,0	+4,9
27000	450,0	640,0	6,30	252,0	93,9	8817	5210	3607	60,1	55,0	+5,1
28000	466,7	656,7	6,53	261,3	95,0	9025	5400	3625	60,2	55,0	+5,2
29000	483,3	673,3	6,77	270,7	96,0	9216	5595	3621	60,2	55,0	+5,2

Tabelle 7 (Fortsetzung):

30000	500,0	690,0	7,00	280,0	96,9	9390	5790	3600	60,0	55,0	+5,0
31000	516,7	706,7	7,23	289,3	97,7	9545	5985	3560	59,7	55,0	+4,7
32000	533,3	723,3	7,47	298,7	98,5	9702	6180	3522	59,3	55,0	+4,3
33000	550,0	740,0	7,70	308,0	99,3	9860	6370	3490	59,1	55,0	+4,1
34000	566,7	756,7	7,93	317,3	100,0	10000	6560	3440	58,7	55,0	+3,7
35000	583,3	773,3	8,17	326,7	100,7	10140	6755	3385	58,2	55,0	+3,2
36000	600,0	790,0	8,40	336,0	101,4	10282	6950	3332	57,7	55,0	+2,7
37000	616,7	806,7	8,63	345,3	102,1	10424	7140	3284	57,3	55,0	+2,3
38000	633,3	823,3	8,87	354,7	102,8	10568	7340	3228	56,8	55,0	+1,8
39000	650,0	840,0	9,10	364,0	103,4	10692	7530	3162	56,2	55,0	+1,2
40000	666,7	856,7	9,33	373,3	103,9	10795	7720	3075	55,5	55,0	+0,5
41000	683,3	873,3	9,57	382,7	104,5	10920	7910	3010	54,9	55,0	—0,1
42000	700,0	890,0	9,80	392,0	105,0	11025	8105	2925	54,1	55,0	—0,9
43000	716,7	906,7	10,03	401,3	105,5	11130	8300	2830	53,2	55,0	—1,8
44000	733,3	923,3	10,27	410,7	106,0	11236	8495	2741	52,4	55,0	—2,6
45000	750,0	940,0	10,50	420,0	106,5	11342	8690	2652	51,5	55,0	—3,5

$$v = \frac{U_F \cdot n_F}{60000}; \quad L_1 = v \cdot t_1; \quad r_1^* = \frac{U_F \cdot n_F}{2 \pi n_1^*}; \quad z = \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi};$$

$$r_2^* = \sqrt{r_1^{*2} - z} = \sqrt{r_1^{*2} - \frac{s \cdot L_1 \cdot 1000}{\pi}}; \quad \Delta r_2 = r_2^* - r_2;$$

$$\Delta n = n_1^* - n_F = 190 \text{ min}^{-1}; \quad t_1 = 40 \text{ sec}; \quad U_F = 840 \text{ mm};$$

$$s = 0,065 \text{ mm}$$

Tabelle 8:

Startvorrichtung nach ⁵⁴⁾ mit $d_1 = C_1 \cdot C_2 \cdot v$

Beispiel 1: $v_{\text{Bezug}} = 5 \text{ m/sec}$; $s = 0,065 \text{ mm}$; $d_2 = 110 \text{ mm}$; $t_1 = 40 \text{ sec}$.

$$L_1 = v \cdot t_1 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ (m)}$$

$$L_1 = (d_1^2 - d_2^2) \cdot \frac{\pi}{4s} = 200000 \text{ (mm)}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{200000 \cdot 4 \cdot 0,065}{\pi}} + 12100 = \sqrt{28640} = 169,2 \text{ (mm)}$$

$$d_1 = C_1 \cdot C_2 \cdot v \rightarrow C_1 \cdot C_2 = \frac{169,2}{5000} = 0,03385 \text{ (sec)}$$

v (m/sec)	$d_1 = 0,03385$ $\cdot v \cdot 10^3$ (mm)	d_1^2 (mm)	$d_1^2 - d_2^2$ (mm ²)	$L_1 = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4s}$ (m)	$t_1 = \frac{L_1}{v}$ (sec)
5,0	169,2	28629	16529	200	40,0
5,5	186,2	34670	22570	272	49,5
6,0	203,1	41250	29150	352	58,7
6,5	220,0	48400	36300	438	67,4
7,0	237,0	56169	44069	533	76,2
8,0	270,8	73333	61233	740	92,5
10,0	338,5	114582	102482	1238	123,8

Tabelle 8 (Fortsetzung):

Beispiel 2: $v_{\text{Bezug}} = 3 \text{ m/sec}$; $s = 0,065 \text{ mm}$; $d_2 = 110 \text{ mm}$; $t_1 = 40 \text{ sec}$.

$$L_1 = v \cdot t_1 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ (m)}$$

$$L_1 = (d_1^2 - d_2^2) \cdot \frac{\pi}{4s} = 120000 \text{ (mm)}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{120000 \cdot 4 \cdot 0,065}{\pi}} + 12100 = \sqrt{22020} = 148,4 \text{ (mm)}$$

$$d_1 = C_1 \cdot C_2 \cdot v \rightarrow C_1 \cdot C_2 = \frac{148,4}{3000} = 0,04947 \text{ (sec)}$$

v (m/sec)	$d_1 = 0,04947$ $\cdot v \cdot 10^3$ (mm)	d_1^2 (mm)	$d_1^2 - d_2^2$ (mm ²)	$L_1 = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4s}$ (m)	$t_1 = \frac{L_1}{v}$ (sec)
3,00	148,4	22023	9923	120	40,0
3,25	160,8	25857	13757	166	51,1
3,50	173,1	29964	17864	216	61,7
3,75	185,5	34410	22310	270	72,0
4,00	197,9	39164	27064	327	81,7
4,25	210,2	44184	32084	388	91,3
4,50	222,6	49551	37451	452	100,4
5,00	247,4	61207	49107	594	118,8
5,50	272,1	74038	61938	748	135,9
6,00	296,8	88090	75990	918	153,0
6,50	321,6	103427	92127	1114	171,5
7,00	346,3	119924	107824	1300	185,7